



SKRIPSI - ME 141501

***RE-DESIGN AIR PRE-HEATER TIPE ROTATING
REGENERATIVE MENJADI TIPE CONCENTRIC
COUNTERFLOW PADA BOILER DI PJB-GRESIK***

Faris Rahmadian Armadhani

NRP 4212 100 061

Dosen Pembimbing :

- 1. Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D.**
- 2. Beny Cahyono S.T., M.T.**

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2016



FINAL PROJECT - ME 141501

RE-DESIGN ROTARY REGENERATIVE AIR PREHEATER INTO CONCENTRIC COUNTERFLOW TYPE IN THE BOILER OF PJB-GRESIK

Faris Rahmadian Armadhani
NRP 4212 100 061

Supervisor :

- 1. Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D.**
- 2. Beny Cahyono S.T.,M.T.**

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
Faculty of Marine Technology
Sepuluh Nopember Institut of Technology
Surabaya
2016

LEMBAR PENGESAHAN

RE-DESIGN AIR PRE-HEATER TIPE ROTATING REGENERATIVE MENJADI TIPE CONCENTRIC COUNTERFLOW PADA BOILER DI PJB-GRESIK

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Faris Rahmadian Armadhani
NRP : 4212 100 061

Disetujui oleh Pembimbing Skripsi :

1. Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D
NIP.19751006 200212 1003
2. Beny Cahyono, S.T., M.T.
NIP.16790319 20081 1008



**SURABAYA
JULI 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

RE-DESIGN AIR PRE-HEATER TIPE ROTATING REGENERATIVE MENJADI TIPE CONCENTRIC COUNTERFLOW PADA BOILER DI PJB-GRESIK

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik

pada

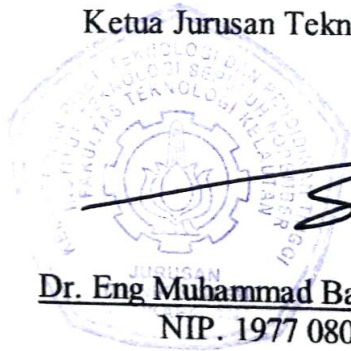
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Faris Rahmadian Armadhani
NRP : 4212 100 061

Disetujui oleh

Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan




Dr. Eng Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T.
NIP. 1977 0802 200801 1007

SURAT PERNYATAAN

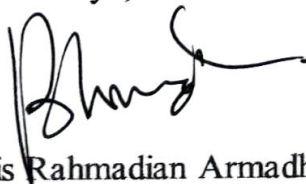
Saya yang bertanda tangan di bawah ini menyatakan dengan sebenarnya bahwa :

Pada laporan skripsi yang saya susun ini tidak terdapat tindakan plagiarisme, dan menyatakan dengan sukarela bahwa semua data, konsep, rancangan, bahan tulisan, dan materi yang ada di laporan tersebut adalah milik Laboratorium Marine Machinery and System (MMS) di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan ITS yang merupakan hasil studi penelitian dan berhak dipergunakan untuk pelaksanaan kegiatan-kegiatan penelitian lanjut dan pengembangannya.

Nama : Faris Rahmadian Armadhani
NRP : 4212100061
Judul Skripsi : *Re-Design Air Pre-heater Tipe Rotating Regenerative Menjadi Tipe Concentric Counterflow* Pada Boiler di PJB-Gresik
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS

Apabila di kemudian hari terbukti terdapat tindakan plagiarisme, maka saya akan bertanggung jawab sepenuhnya dan menerima sanksi yang diberikan oleh ITS sesuai dengan ketentuan yang berlaku.

Surabaya, 28 Juli 2016



Faris Rahmadian Armadhani

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

RE-DESIGN AIR PRE-HEATER TIPE ROTATING REGENERATIVE MENJADI TIPE CONCENTRIC COUNTERFLOW PADA BOILER DI PJB-GRESIK

Nama Mahasiswa : Faris Rahmadian Armadhani
NRP : 4212 100 061
Dosen Pembimbing 1 : Sutopo Purwono Fitri, ST, M.Eng, Ph.D
Dosen Pembimbing 2 : Beny Cahyono, ST, MT.

ABSTRAK

PLTU unit 3 PJB-Gresik saat ini menggunakan *air preheater* tipe *rotating regenerative* untuk mendukung produktifitas boiler. Penggunaan dari *air preheating* ini menimbulkan permasalahan baru. Akhir-akhir ini banyak ditemukan permasalahan yang terjadi pada boiler disebabkan oleh kurang maksimalnya komponen *air preheater* tipe *rotating regenerative*. Permasalahan yang terjadi dalam tipe *air preheater* sebelumnya yaitu, terjadi pada *air preheater* unit 3 yang mengalami kebocoran yang disebabkan oleh *bearing* dan *seal* pada *lube oil cooler* dari mesin bantu unit 3. Hipotesa kedua yaitu terjadi kebocoran *flue gas* pada *air preheater*. Sehingga, dengan adanya permasalahan ini, penulis mencoba untuk melakukan desain ulang dengan tipe *concentric counterflow* yang sesuai dengan perhitungan. Perhitungan dengan mencari dimensi dari *air preheater* baru tipe *concentric counterflow* dengan menggunakan metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*) dengan aliran berlawanan arah yang berbentuk silinder. Diperoleh dimensi dari *air preheater* sebesar 8 meter dengan diameter dari *cold pipe* sebesar 4 meter, dan *hot pipe* sebesar 1.5 meter. Setelah itu dilakukan pemodelan 3D dengan *software* yang disesuaikan dengan model pemrograman *heat transfer*. Pembahasan selanjutnya yaitu dengan komparasi perhitungan manual. Didapatkan *overdesign* terhadap perhitungan manual sebesar 6.65%.

Kata kunci: *Air preheater, Heat Exchanger, Dimensi air preheater*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

RE-DESIGN ROTARY REGENERATIVE AIR PREHEATER INTO CONCENTRIC COUNTERFLOW TYPE IN THE BOILER OF PJB-GRESIK

Student Name : Faris Rahamdian Armadhani
NRP : 4212 100 061
Advisor 1 : Sutopo Purwono Fitri, ST, M.Eng, Ph.D
Advisor 2 : Beny Cahyono, ST, MT.

ABSTRACT

PLTU unit 3 PJB Gresik is currently using air preheater rotating regenerative type to support the productivity of the boiler. The use of air preheating raises new problems. Lately, many found problems that occurred in the boiler caused by insufficient maximum component type rotating regenerative air preheaters. Most problems are caused by the supporting components of boiler that are connected to the air preheater itself. The previous problem was the leakage on air preheater unit 3 caused by the bearing and seal of lube oil cooler of supporting machine unit 3. The second hypothesis was the leakage on flue gas of air preheater. The aforementioned problems became the writer's departure points of concern to redesign the current type of air preheater into calculated concentric counterflow type. The LMTD (Log Mean Temperature Difference) method with cylindrical counter-flow was employed to calculate dimension of new concentric counterflow air preheater. Air preheater with 8 meter diameter, with 4 meter diameter of cold pipe and 1.5 meter diameter of hot pipe were obtained from the calculation. Afterward, 3D modelling was conducted using adjusted software for heat transfer modelling program. The process was later followed by comparison of manual calculation. The overdesign toward manual calculation of 6.65% was obtained as the result of this study.

Keywords: Air Preheater; Air Preheater Dimension; Heat Exchanger.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK.....	viii
KATA PENGANTAR.....	xii
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xviii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
I.1 Latar Belakang.....	1
I.2 Rumusan Permasalahan	3
I.3 Batasan Masalah	3
I.4 Tujuan.....	4
I.5 Manfaat.....	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
II.1 Studi Hasil Penelitian Sebelumnya	5
II.2 Dasar Teori.....	7
II.2.1 Konsep Dasar Penukar Kalor.....	9
II.2.2 Perpindahan Kalor	11
II.2.3 Konsep Penurunan Tekanan	14
II.2.4 Tipe-Tipe Heat Exchanger.....	15
II.2.5 Air Prehater.....	21
II.2.6 Tipe-Tipe Gas Air Preheater.....	28
II.2.7 Siklus dan Operational PLTU Unit 3	30
II.2.8 Prinsip Kerja PLTU Unit 3	31
II.2.9 Sistem Boiler Pada PLTU Unit 3	34
II.2.10 Insulasi Material	39
BAB III METODOLOGI.....	41
III.1 Metode Penyelesaian Masalah	41
III.2 Perancangan Air Preheater unit 3 dengan metode LMTD	42
III.3 Flowchart Perancangan Air Preheater Unit 3	44

III.3.1 Flowchart Perhitungan Dimensi Air Preheater Unit 3.	45
III.3.2 Flowchart Perhitungan pressure drop & insulasi Air Preheater baru Unit 3.	48
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....	51
IV.1 Perhitungan Dimensi Air Preheater Baru Pembangkit Unit 3.....	56
IV.2 Menghitung Penurunan Tekanan Sisi Hot & Cold.	65
IV.3 Perhitungan Insulation Pipe pada Air Preheater Concentric Counterflow.	66
IV.4 Perencanaan Pemodelan Desain 3D menggunakan Solidwork.....	70
IV.5 Penggunaan Software HTRI Xchanger 5.0 sebagai perbandingan perhitungan manual.	72
IV.6 Analisa biaya perhitungan material, dan maintenance dari air preheater.....	76
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	81
V.1 Kesimpulan.....	81
V.2 Saran.....	81
DAFTAR PUSTAKA.....	83
LAMPIRAN.....	86
BIODATA PENULIS.....	93

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi Air Preheater Unit 3.....	27
Tabel 2.2 Keuntungan dan kerugian tipe air preheater.....	30
Tabel 2.3 Spesifikasi Force Draft Fan (FDF) PLTU Unit 3.....	38
Tabel 4.1 Spesifikasi air preheater Ljungstrom.....	51
Tabel 4.2 Log Sheet PLTU 3 PJB-Gresik (12 Februari).....	52
Tabel 4.3 Temperatur existing dari boiler PLTU Unit 3.....	56
Tabel 4.4 Temperatur baru existing dari boiler PLTU Unit 3.....	57
Tabel 4.5 Komparasi Perhitungan Manual dengan Software.....	75
Tabel 4.6 Perencanaan Cost Analysis	77
Tabel 4.7 Maintenance & loss energy rotating regenerative.....	78
Tabel 4.8 Maintenance, loss energy, saving cost cconcetric counterflow.....	78

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Grafik laju perpindahan panas aliran <i>counterflow</i> ...	6
Gambar 2. 2 Perbedaan jenis aliran.....	11
Gambar 2.3 Tipe Double Pipe Heat Exchanger	17
Gambar 2. 4 Gambar 2.4 Tipe U-Tube Heat Exchanger.....	18
Gambar 2.5 Heat Exchanger Aliran sejajar, berlawanan arah.....	20
Gambar 2.6 Heat Exchanger Aliran silang.....	20
Gambar 2.7 Basic Arrangement ASME PTC 4.3.....	21
Gambar 2.8 Konstruksi Ljungstrom Unit 3	24
Gambar 2.9 Bagian elemen panas tipe <i>rotating regenerative</i>	25
Gambar 2.10 Konstruksi Gas Air Preheater Tubular.....	28
Gambar 2.11 Gas Air Preheater Tipe Regenerative.....	29
Gambar 2.12 Konstruksi Gas AH Regenerative Ljungstrom.....	29
Gambar 2.13 Konversi Energi Di PLTU.....	31
Gambar 2.14 Siklus Fluida Kerja (Air Uap) PLTU.....	32
Gambar 2.15 Diagram Aliran PLTU Unit 3 dan 4.....	34
Gambar 4.1 Profil suhu untuk aliran berlawanan arah.....	53
Gambar 4.2. Desain lama sistem <i>air preheater</i>	54
Gambar 4.3 Modifikasi sistem <i>air preheater</i> baru.....	55
Gambar 4.4 Desain AutoCAD (tampak melintang).....	59
Gambar 4.5 <i>Concentric Counterflow HE</i>	70
Gambar 4.6 Pemodelan 3D dengan Solidwork.....	71
Gambar 4.7 Pemodelan tampak samping.....	71
Gambar 4.8 Pemodelan tampak depan.....	72
Gambar 4.9 Proses pemodelan <i>heat exchanger</i>	73
Gambar 4.10 <i>Input summary</i> HTRI 5.0.....	73
Gambar 4.11 <i>Nozzle location</i> HTRI 5.0	74
Gambar 4.12 <i>Output Summary</i> HTRI 5.0.....	74
Gambar 4.13 <i>Final result</i> HTRI 5.0.....	75

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Alat penukar panas (*Heat Exchanger*) merupakan salah satu alat penunjang produksi yang berfungsi untuk melaksanakan perpindahan energi panas dari suatu aliran fluida ke aliran fluida yang lain. Jenis dan ukuran dari alat penukar panas ini sangat banyak, tergantung dari kebutuhan yang ditentukan oleh pemakai. Salah satu jenis peralatan ini salah satunya adalah *Double Pipe Heat Exchanger* dengan jenis aliran *concentric counterflow*. Alat tipe ini dikarenakan konstruksi yang dimiliki oleh *Double Pipe Heat Exchanger* ini sederhana, cukup murah untuk dibuat, dan dibandingkan dengan tipe lain, jumlah ruang yang ditempati umumnya lebih tinggi dibandingkan dengan tipe lainnya. Hal ini akan menyebabkan terjadinya perpindahan panas dari aliran fluida yang bertemperatur lebih tinggi menuju ke fluida lain yang bertemperatur lebih rendah dan juga sebaliknya.

Untuk mengetahui karakteristik sebenarnya suatu alat penukar panas, perlu dilakukan suatu uji coba peralatan dengan jalan memodelkan pada kondisi operasional yang sebenarnya. Pada saat fluida mengalir di dalam tabung maka akan terjadi penurunan tekanan akibat adanya kerugian gesek yang terjadi sepanjang tabung yang mengakibatkan bertambahnya biaya pemompaan fluida, demikian juga aliran fluida dalam selongsong.

Untuk boiler pada PLTU unit 3 ini sebenarnya dapat dinyalakan pada suhu $\pm 40^{\circ}\text{C}$, akan tetapi dengan suhu yang seperti ini menjadikan efisiensi bahan bakar semakin rendah, karena penyalaan (*burner*) pada boiler mengenai konsumsi bahan bakar semakin tinggi. Akibatnya, dapat beresiko terjadi kegagalan dalam penyalaan karena flow bahan bakar yang terlalu banyak. Dengan masalah seperti ini dibutuhkan suhu untuk penunjang pembakaran pada boiler dengan temperatur yang tinggi, sehingga konsumsi bahan

bakar dikurangi dan penyalaan boiler dapat dilakukan dengan baik. Untuk gas panas hasil pembakaran dari boiler dengan suhu yang dimiliki berkisar ($\pm 300-350^{\circ}\text{C}$), yang nantinya suhu keluaran ini dapat dimanfaatkan untuk memanasi udara awal sebelum masuk ke dalam ruang bakar.

Air Preheater merupakan peralatan bantu dalam PLTU yang berfungsi sebagai pemanas awal udara baik udara primer (Primary air) maupun sekunder (*Secondary air*), sampai ke tingkat temperatur tertentu sehingga dapat terjadi pembakaran optimal dalam boiler. Sedangkan menurut ASME PTC 4.3 Gas air Heater adalah “Sebuah alat penukar kalor dimana proses perpindahan panasnya terjadi secara langsung dari gas pembakaran ke udara pembakaran tanpa melalui fluida perantara”.

Pada prinsip kerja dari *Air Pre-heater* di PLTU PJB Gresik yaitu tipe Ljungstrom (*Rotating Regenerative*). Prinsip kerja *air pre-heater* tipe Ljungstrom (*Rotating Regenerative*) yang ada saat ini memiliki keunikan dalam kerjanya, terkait dengan banyaknya alat bantu yang ada pada pre-heater ini. Dengan keterbatasan ilmu mengenai pre-heater yang ada ini, terbatasnya sumber daya manusia yang dapat memecahkan ketika terjadi permasalahan akan menjadi nilai minus dari *pre-heater* ini. Secara umum, ada 2 tipe *Rotating Regenerative*, yaitu yang vertikal dan horizontal.

Dengan desain yang sangat kompleks tipe Ljungstrom (*Rotating Regenerative*) memerlukan pemeliharaan yang intensif dan membutuhkan biaya dan waktu yang banyak. Selain itu, air pre-heater tipe tersebut bisa terjadi kebocoran gas buang ke udara pembakaran ditambah air heater PLTU UP Gresik yang sudah berumur lama. Dari berbagai kekurangan *air pre-heater* tipe Ljungstrom regeneratif perlu dilakukan modifikasi.

I.2 Rumusan Permasalahan

Dengan uraian diatas maka permasalahan utama yang akan dibahas adalah sebagai berikut:

1. Berapa dimensi dari *air pre-heater* pembangkit unit 3?
2. Bagaimana desain dari *air pre-heater* baru pada pembangkit unit 3?
3. Bagaimana perbandingan perhitungan manual dengan menggunakan *software* HTRI?

I.3 Batasan Masalah

1. Metoda *Logarithmic Mean Temperature Difference* (ΔT_{LMTD})
2. *Air Pre-heater* pada Unit Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PT PJB-Gresik)
3. Perubahan energy kinetik dan potensial diabaikan
4. *Heat loss* ke lingkungan diabaikan
5. *Fully developed flow*
6. *Flow rate* udara sama dengan *flow rate outlet Force Draft Fan* (FDF) yaitu sebesar $92,67 \text{ m}^3/\text{s}$
7. Penggunaan *software* HTRI sebagai pembanding dengan perhitungan manual.

I.4 Tujuan

Adapun tujuan dari skripsi ini adalah:

1. Menghitung kebutuhan ukuran dari *air pre-heater* pembangkit unit 3.
2. Membuat desain dari *air pre-heater* baru pembangkit unit 3.
3. Melakukan studi perbandingan hasil perhitungan manual dengan *software* HTRI.

I.5 Manfaat

Manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan skripsi adalah :

1. Memodifikasi *air pre-heater* pada pembangkit unit 3 200MW.
2. Mendapatkan desain *air pre-heater* yang lebih efisien, simpel dan ramah lingkungan.
3. Meningkatkan kehadalan unit PLTU PJB-Gresik.

BAB II

DASAR TEORI

II.1 Studi Hasil Penelitian Sebelumnya

Pada subbab ini, akan dibahas penelitian-penelitian terdahulu mengenai *heat exchanger* yang akan dijadikan dasar pertimbangan dalam *me-redesign air pre-heater*.

II.1.1 Prasetyaningtyas, Ika Fibriana. (2012)

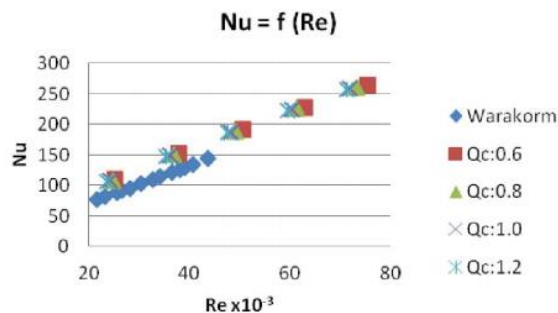
Penggunaan *heat exchanger* dalam pembuatan asam fosfat dengan menaikkan temperatur asamfosfat yang akan memasuki *evaporator*. Proses *re-design* dilakukan dengan cara melakukan analisa secara termodinamika dan perpindahan panas. Input yang digunakan sesuai dengan data yang diinginkan dan juga data operasi dari heater *heat exchanger* yang lama. Analisa yang dilakukan digunakan untuk mendapatkan detail dimensi di zona yang ada pada *heater heat exchanger*.

Hasil yang didapatkan pada perancangan (*re-design*) kali ini adalah geometri *heater heat exchanger* dengan panjang total 8.414m, 2 laluan, jumlah *tube* sebanyak 400 buah dan diameter dalam *shell* sebesar 1.283m. Panjang zona *condensing* 7.583m dan *subcooling* 0.831m dengan jumlah baffle 1 buah. Penurunan tekanan sisi *shell* sebesar 0.018 bar dan sisi *tube* 0.266 bar, dimana keduanya masih dalam batas penurunan maksimum yang diperbolehkan yaitu sebesar 0.06 bar pada sisi *shell* dan 0.35 bar pada sisi *tube*.

II.1.2 Ma'a Mustaza (2013)

Penelitian tentang propertis fluida yang mengalir pada proses pemanasan dan pendinginan sangat penting di teknologi industri makanan dan minuman, baik secara kimiawi maupun farmasi. Penelitian ini dikaji secara

eksperimen dengan menggunakan *Double Pipe Heat Exchanger*, karena murah, konstruksi sederhana dan tidak membutuhkan permukaan perpindahan panas yang besar. Fluida yang mengalir menggunakan air, diatur *parallel* dan *counterflow*. Dengan dilakukan variasi debit aliran dingin dan aliran panas Hasil yang didapatkan dari penelitian ini pada aliran *parallel* dengan nilai $cr 0,5 \text{ kJ/s.K}$ menghasilkan *effectiveness* 31,42% dan NTU 0,43. Sedangkan untuk *counterflow* dengan nilai cr yang sama menghasilkan *effectiveness* 31,99% dan NTU 0,42. Terjadi pengaruh laju perpindahan panas pada aliran *counterflow* dinyatakan dalam grafik ;



Gambar 2.1 Grafik laju perpindahan panas pada aliran *counterflow*

Sumber: Ma'a Mustaza (2013)

II.1.3 I. Bizzy, R. Setiadi (2013)

Penelitian yang dilakukan dengan dilakukan perancangan. Perancangan ini berupa perhitungan dimensi alat penukar kalor tipe *shell and tube* menggunakan metode analisa komputerisasi *Heat Transfer Research Inc.* (HTRI) dan metode analisa perhitungan manual. Perhitungan dimensi alat penukar kalor ini bertujuan untuk mengetahui kualitas dari alat penukar kalor berdasarkan koefisien perpindahan kalor keseluruhan, faktor pengotoran, dan penurunan tekanan

yang akan terjadi. Alat penukar kalor yang dirancang adalah alat penukar kalor tipe *shell and tube* 1 (satu) *pass shell* dan 1 (satu) *pass tube* aliran berlawanan dengan fluida panas berupa gas ammonia dan fluida dingin berupa air berdasarkan data lapangan yang diperoleh di PT Pupuk Sriwijaya Palembang. Hasil analisa perhitungan dimensi diperoleh bahwa alat penukar kalor yang dirancang sudah memenuhi syarat minimum dari faktor pengotoran yang telah ditetapkan. Kualitas alat penukar kalor akan meningkat sebanding dengan menurunnya nilai faktor pengotoran, menurunnya nilai penurunan tekanan dan besarnya dimensi alat penukar kalor.

II.2 Dasar Teori

Perpindahan kalor adalah ilmu yang mempelajari berpindahnya suatu energi (berupa kalor) dari suatu sistem ke sistem lain karena adanya perbedaan temperatur. Perpindahan kalor tidak akan terjadi pada sistem yang memiliki temperatur sama. Perbedaan temperatur menjadi daya penggerak untuk terjadinya perpindahan kalor. Sama dengan perbedaan tegangan sebagai penggerak arus listrik. Proses perpindahan kalor terjadi dari suatu sistem yang memiliki temperatur lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Keseimbangan pada masing - masing sistem terjadi ketika sistem memiliki temperatur yang sama. Perpindahan kalor dapat berlangsung dengan 3 (tiga) cara, yaitu;

1. Perpindahan kalor konduksi
2. Perpindahan kalor konveksi (Alami dan Paksa)
3. Perpindahan kalor radiasi

Proses pembuatan *Heat Exchanger* dengan menggunakan tipe *concentric tube* yang dibuat untuk pemakaian laboratorium dengan menganalisa aliran dalam, menganalisa daerah masukan, daerah laminar dan turbulen untuk menentukan koefisien perpindahan konveksi yang terjadi (Putranto Bagus.1989).

Dengan dilakukan analisa terhadap aliran dalam tersebut dapat diketahui nilai-nilai lainnya. Untuk sebagai

perbandingan lainnya yaitu dengan membandingkan karakteristik perpindahan pada *Double Pipe Heat Exchanger*. Karakteristik perpindahan panas ini dapat dilihat dari laju perpindahan panas dan koefisien perpindahan panas konveksi yang ditunjukkan melalui bilangan Nusselt (Ma'a Mustaza, 2013).

Menurut (Williams Jeffrey B. (report author), Walters Thomas, dan Dong-Hoon Han., [2002]). Teori penukar panas *double-pipe* tertutup Incropera dan Dewitt (1996). Seperti setiap proses analisis penukar panas dimulai dengan energi dan materi keseimbangan. Sebelum melakukan keseimbangan energi secara lengkap, beberapa asumsi dapat dibuat. Asumsi pertama adalah bahwa energi yang hilang ke lingkungan dari air pendingin atau dari U-bends dalam pipa dalam untuk lingkungan diabaikan. Kami juga menganggap potensi diabaikan atau perubahan energi kinetik dan sifat fisik konstan seperti memanaskan dan kepadatan tertentu. Asumsi ini juga menyederhanakan persamaan dasar penukar panas. Penentuan koefisien perpindahan panas keseluruhan diperlukan untuk menentukan panas yang ditransfer dari pipa dalam untuk pipa luar. Koefisien ini memperhitungkan perpindahan semua resistensi konduktif dan konvektif (k dan h , masing-masing) antara cairan dipisahkan oleh pipa bagian dalam, dan juga memperhitungkan resistensi termal disebabkan oleh *fouling* (karat, scaling) yaitu di kedua sisi pipa bagian dalam. Untuk panas *double-pipe* koefisien penukar perpindahan panas secara keseluruhan, U , dapat dinyatakan sebagai;

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{A_0 h_0} + \frac{R_{fo}}{A_0} + \frac{1}{2.k.\pi.l} \ln\left(\frac{d_{i,o}}{d_i}\right) + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{1}{h_i.A_i}$$

Dalam penukar panas suhu perbedaan log rata-rata adalah suhu rata-rata yang sesuai perbedaan suhu untuk

digunakan dalam perhitungan perpindahan panas. Persamaan untuk *log mean temperature difference* ;

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{i,o} - T_{o,i}) - (T_{i,i} - T_{o,o})}{\ln \left(\frac{T_{i,o} - T_{o,i}}{T_{i,i} - T_{o,o}} \right)}$$

Sifat fluida seperti kepadatan, viskositas dan kapasitas panas dievaluasi pada rata-rata suhu.

II.2.1 Konsep Dasar Penukar Kalor

Dengan menggunakan metode Beda Temperatur Rata-Rata Logaritma (LMTD), yaitu ;

Log mean temperature difference atau LMTD adalah sebuah metode yang digunakan untuk mengetahui *driving force* dari temperatur pada penukaran kalor dari suatu sistem, lebih banyak diaplikasikan pada *heat exchanger*. LMTD adalah nilai logaritma perbedaan temperatur rata-rata antara aliran bertemperatur panas dan dingin pada masing-masing sisi dari *heat exchanger* tersebut. Singkatnya semakin besar nilai LMTD dari suatu sistem maka semakin banyak panas yang dipindahkan.

Faktor perhitungan pada alat penukar kalor adalah masalah perpindahan panasnya. Apabila panas yang dilepaskan besarnya sama dengan Q persatuan waktu, maka panas itu diterima fluida yang dingin sebesar Q tersebut dengan persamaan :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \text{ di mana :}$$

Q = Kalor yang dilepaskan/diterima (W)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (W/m²°C)

A = Luas perpindahan kalor yang sesuai dengan definisi U (m^2)

ΔT_m = Beda suhu rata-rata yang tepat untuk digunakan dalam penukar kalor ($^{\circ}C$)

Sebelum menentukan luas permukaan kalor (A), maka terlebih dahulu ditentukan nilai dari LMTD. Hal ini berdasarkan selisih temperature dari fluida yang masuk dan keluar dari kalor.

$$LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \Delta T_{max} \Delta T_{min}}$$

- Untuk aliran fluida paralel,

$$\Delta T_{max} = (T_1 - t_1) \text{ dan } \Delta T_{min} = (T_2 - t_2)$$

- Untuk aliran fluida silang,

$\Delta T_{max} = (T_1 - t_2)$ dan $\Delta T_{min} = (T_2 - t_1)$ di mana :

LMTD = Selisih temperatur rata – rata logaritma ($^{\circ}C$)

T_1 = Temperatur fluida masuk ke dalam shell ($^{\circ}C$)

T_2 = Temperatur fluida keluar *shell* ($^{\circ}C$)

t_1 = Temperatur fluida masuk ke dalam tube ($^{\circ}C$)

t_2 = Temperatur fluida ke luar *tube* ($^{\circ}C$)

Dimana ΔT_{max} dan ΔT_{min} adalah beda temperatur antara dua aliran. Dengan rumus tersebut LMTD dapat digunakan untuk mencari nilai kalor yang ditransfer dari suatu *heat exchanger*.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$A = \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

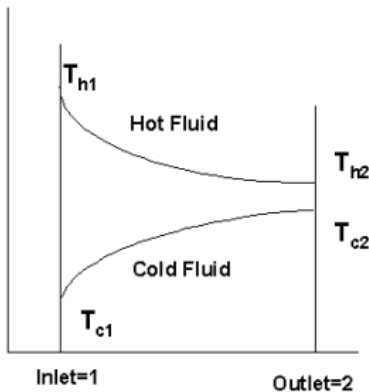
q = Kaju perpindahan kalor (W)

U = Overall heat transfer coefficient

A = Luas bidang (m²)

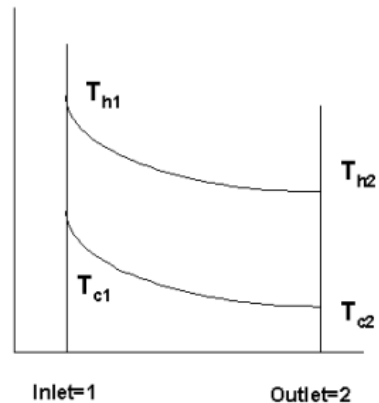
Rumus-rumus diatas berlaku pada sistem *counterflow*, dimana aliran masuk melalui titik yang berbeda.

Cocurrent Heat Exchange



(a)

Countercurrent Heat Exchange



(b)

Gambar 2.2 Perbedaan suhu aliran searah (a) , Perbedaan suhu aliran berlawanan arah (b)

II.2.2 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor merupakan ilmu untuk mengetahui perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan suhu diantara benda atau material. Dari termodinamika telah kita ketahui bahwa energi yang pindah itu dinamakan

kalor atau panas. Ilmu ini mencoba menjelaskan bagaimana energi kalor itu berpindah dari satu benda ke benda lainnya, dan terhadap kondisi-kondisi tertentu lainnya pula. Berbagai macam kriteria yang menjelaskan modus perpindahan kalor tersebut dengan penjelasan rinci.

II.2.2.1 Perpindahan kalor-Konduksi

Konduksi adalah mekanisme perpindahan panas yang terjadi dengan suatu aliran atau rambatan proses dari suatu benda yang bertemperatur lebih tinggi ke benda yang bertemperatur lebih rendah atau dari suatu benda ke benda lain dengan kontak langsung, dengan kata lain proses perpindahan panas secara molekuler dengan perantara molekul molekul yang bergerak. Perpindahan panas konduksi dapat berlangsung pada zat padat, cair, atau gas. Suatu benda terdapat gradien suhu, akan terjadi perpindahan energi dari bagian bersuhu tinggi ke bagian bersuhu rendah. Dikatakan bahwa energi berpindah secara konduksi atau hantaran dan laju perpindahan kalor berbanding dengan gradien suhu normal.

$$\frac{q}{A} = \frac{\partial T}{\partial x}$$

Dimana q merupakan laju perpindahan kalor dan $\frac{\partial T}{\partial x}$ merupakan gradien suhu ke arah perpindahan kalor. Dengan perhitungan yaitu ;

$$q_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{x}$$

Dimana :

q_{cond} = laju perpindahan panas secara konduksi [W]

- k = konduktivitas termal [W/m°C]
 A = luas penampang yang dilewati panas [m²]
 ΔT = perbedaan temperatur [°C]
 x = tebal penampang [m]

II.2.2.2 Perpindahan kalor-Konveksi

Konveksi merupakan mekanisme perpindahan panas yang terjadi dari suatu benda ke benda yang lain dengan perantara benda itu sendiri. Perpindahan panas konveksi ada 2 macam yaitu konveksi paksa dan konveksi bebas. Konveksi alami adalah perpindahan molekul-molekul didalam zat yang dipanaskan karena adanya perbedaan density, Konveksi paksaan yaitu perpindahan panas konveksi yang berlangsung dengan bantuan tenaga lain.,

Untuk menghitung laju perpindahan kalor konveksi dapat digunakan :

$$q_{conv} = h_c \cdot A \cdot \Delta T$$

Dimana :

- q_{conv} = laju perpindahan panas secara konveksi [W]
 A = luas penampang yang dilewati panas [m²]
 ΔT = perbedaan temperatur [°C]
 h_c = konduktansi termal [W/m² °C]

Untuk rumus lainnya dengan aliran dalam pipa dan tabung (*Fully developed turbulent flow*) disarankan dengan persamaan :

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} \cdot Pr^{0.4}$$

Nu = Angka *Nusselt*

Re = *Reynold Number*

Pr = Angka *Prandtl*

II.2.2.3 Perpindahan kalor – Radiasi

Berlainan dengan mekanisme konduksi dan konveksi, dimana radiasi yaitu, perpindahan kalor melalui gelombang dari suatu zat ke zat yang lain. Apabila sejumlah energi kalor menimpa suatu permukaan, sebagian akan dipantulkan, sebagian akan diserap kedalam bahan, dan sebagian akan menembusi bahan dan terus keluar. Sebagai contoh melalui sinar atau radiasi eletromagnetik. Dengan persamaan yaitu :

$$q_{rad} = \sigma A (T_1^4 - T_2^4)$$

Dimana :

q_{rad} = energi radiasi [W]

A = luas permukaan [m^2]

σ = konstanta Boltzman [$5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$]

T_1 = suhu pada permukaan benda [K]

T_2 = suhu pada permukaan benda [K]

II.2.3 Konsep Penurunan Tekanan

Penurunan tekanan (*pressure drop*) adalah istilah yang digunakan untuk menggambarkan penurunan tekanan dari satu titik dalam pipa atau tabung ke hilir titik. "Penurunan tekanan" adalah hasil dari gaya gesek pada fluida ketika mengalir melalui tabung yang disebabkan oleh resistensi terhadap aliran. Penentu utama resistensi terhadap aliran fluida adalah kecepatan fluida melalui pipa dan viskositas fluida. Aliran cairan atau gas akan selalu mengalir dalam arah perlawanan paling sedikit (tekanan kurang).

Penurunan tekanan meningkat sebanding dengan gaya geser gesek dalam jaringan pipa. Penurunan tekanan dipengaruhi oleh sebuah jaringan pipa yang berisi rating kekasaran relatif tinggi serta banyak pipa fitting dan sendi, konvergensi tabung, divergensi, kekasaran permukaan dan sifat fisik lainnya. Selain itu Perubahan energi kinetik dan

perhitungan penurunan tekanan yang disebabkan oleh gesekan dalam pipa melingkar juga berpengaruh terhadap pressure drop. Kecepatan aliran tinggi dan / atau cairan viskositas tinggi dalam hasil penurunan tekanan yang lebih besar di bagian pipa atau katup atau siku. Kecepatan rendah akan mengakibatkan penurunan tekanan yang lebih rendah atau tidak ada.

Penurunan tekanan dapat dihitung menggunakan rumus berikut:

$$\Delta P = \frac{v^2 \cdot f \cdot L \cdot \rho}{2D}$$

Dimana,

ΔP = Penurunan tekanan dalam pascal (Pa)

v = Kecepatan dalam meter per detik (m/s)

f = Faktor gesekan

L = Panjang pipa atau selang dalam meter (m)

ρ = Densitas cairan (kg/m³)

D = Diameter dalam pipa atau selang (m)

II.2.4 Tipe-Tipe Heat Exchanger

Berdasarkan bentuknya (konstruksinya), jenis heat exchanger antara lain :

1. *Concentric Tube Heat Exchanger (Double Pipe)*

Salah satu jenis penukar panas adalah susunan pipa ganda. Dalam jenis penukar panas dapat digunakan berlawanan arah aliran atau arah aliran, baik dengan cairan panas atau dingin cairan yang terkandung dalam ruang annular dan cairan lainnya dalam pipa. Alat penukar panas pipa rangkap terdiri dari dua pipa logam standart yang dikedua ujungnya dilas menjadi satu atau dihubungkan dengan kotak penyekat. Fluida yang satu mengalir di

dalam pipa, sedangkan fluida kedua mengalir di dalam ruang anulus antara pipa luar dengan pipa dalam. Alat penukar panas jenis ini dapat digunakan pada laju alir fluida yang kecil dan tekanan operasi yang tinggi.

Keuntungan dan kerugian penggunaan *double pipe heat exchanger*:

a) Keuntungan

1. Penggunaan *longitudinal tinned tubes* akan mengakibatkan suatu *heat exchanger* untuk *shell sides fluids* yang mempunyai suatu *low heat transfer coefficient*.
2. *Counter current flow* mengakibatkan penurunan kebutuhan *surface area* permukaan untuk *service* yang mempunyai suatu *temperature cross*.
3. Potensi kebutuhan untuk *ekspansi joint* adalah dihapuskan dalam kaitan dengan konstruksi pipa-U.
4. Konstruksi sederhana dalam penggantian tabung dan pembersihan.

b) Kerugian

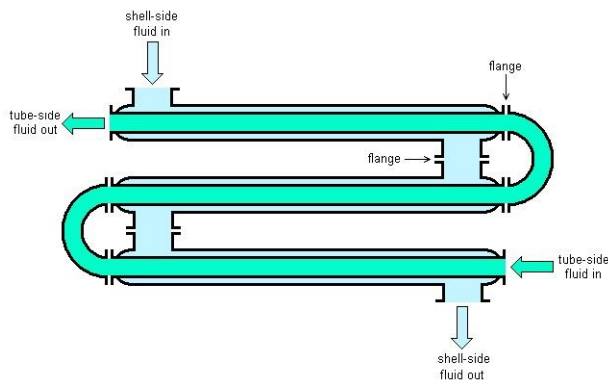
1. Desain penutup memerlukan *gasket* khusus.

2. *Shell And Tube Heat Exchanger (U-Tube Type)*

Tipe tabung dan pipa (*shell and tube heat exchanger*) Jenis ini terdiri dari suatu tabung dengan diameter cukup besar yang di dalamnya berisi seberkas pipa dengan diameter relatif kecil. Alat penukar panas ini terdiri atas suatu bundel pipa yang dihubungkan secara *parallel* dan ditempatkan dalam sebuah pipa mantel (cangkang). Fluida yang satu mengalir di dalam bundel pipa, sedangkan fluida yang lain mengalir di luar pipa pada arah yang sama, berlawanan, atau bersilangan.

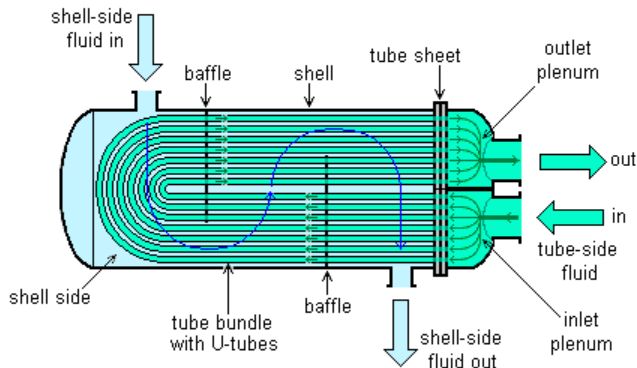
- a) Keuntungan dari *shell and tube*:
1. Konfigurasi yang dibuat akan memberikan luas permukaan yang besar dengan bentuk atau volume yang kecil.
 2. Mempunyai *lay-out* mekanik yang baik, bentuknya cukup baik untuk operasi bertekanan.
 3. Dapat dibuat dengan berbagai jenis material, dimana dapat dipilih jenis material yang digunakan sesuai dengan temperatur dan tekanan operasi.
 4. Konstruksinya sederhana, pemakaian ruangan relatif kecil.
- b) Kerugian
1. Penggunaan *shell and tube heat exchanger* adalah semakin besar jumlah lewatan maka semakin banyak panas yang diserap tetapi semakin sulit perawatannya

Untuk tipe tabung dan pipa ada jenis yang banyak dipergunakan di industri yaitu tipe dua pipa (*double pipe type*) seperti diperlihatkan pada Gambar 2.3 dan tipe pipa U (*U-tube type*) seperti diperlihatkan pada Gambar 2.4



Gambar 2.3 Tipe *Double Pipe Heat Exchanger*

U-tube heat exchanger



Gambar 2.4 Tipe *U-Tube Heat Exchanger*

Berdasarkan susunan aliran fluida yang dimaksud di sini adalah berapa kali fluida mengalir sepanjang penukar kalor sejak saat masuk hingga meninggalkannya serta bagaimana arah aliran relatif antara kedua fluida (apakah sejajar/parallel, berlawanan arah/counter atau bersilangan/cross).

Jenis penukar panas berdasarkan arah aliran dari fluida yaitu:

1. Penukar kalor tipe aliran berlawanan

Penukar kalor tipe aliran berlawanan yaitu bila kedua fluida mengalir dengan arah yang saling berlawanan. Pada tipe ini masih mungkin terjadi bahwa temperatur fluida yang menerima kalor saat keluar penukar kalor lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang memberikan kalor saat meninggalkan penukar kalor. Bahkan idealnya apabila luas permukaan perpindahan kalor adalah tak berhingga dan tidak terjadi rugi-rugi kalor kelingkungan, maka temperature fluida yang menerima kalor saat keluar dari

penukar kalor bias menyamai temperatur fluida yang memberikan kalor saat memasuki penukarkalor. Dengan teori seperti ini jenis penukar kalor berlawanan arah merupakan penukar kalor yang paling efektif.

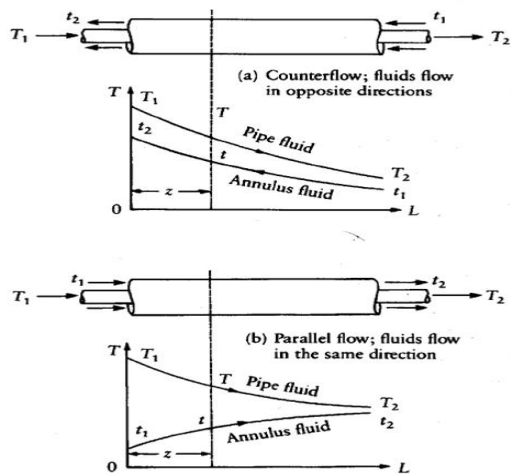
2. Penukar kalor tipe aliran sejajar

Penukar kalor tipe aliran sejajar yaitu bila arah aliran dari kedua fluida di dalam penukar kalor adalah sejajar. Artinya kedua fluida masuk pad asisi yang satu dan keluar dari sisi yang lain. Pada jenis ini temperatur fluida yang memberikan energy akan selalu lebih tinggi dibanding yang menerima energy sejak mulai memasuki penukar kalor hingga keluar. Dengan demikian temperatur fluida yang menerima kalor tidak akan pernah mencapai temperatur fluida yang memberikan kalor saat keluar dari penukar kalor. Jenis ini merupakan penukar kalor yang paling tidak efektif.

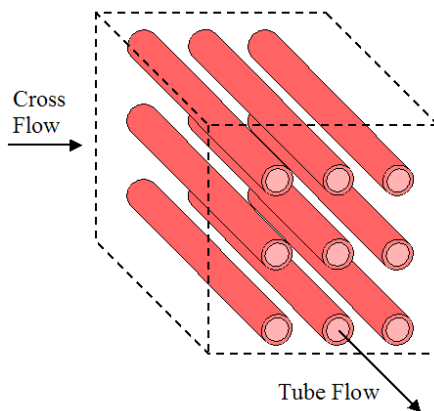
3. Penukar kalor dengan aliran silang

Penukar kalor dengan aliran silang yaitu bila arah aliran kedua fluida saling bersilangan. Apabila ditinjau dari efektivitas pertukaran energi, penukar kalor jenis ini berada diantara kedua jenis di atas. Contoh yang sering ditemui adalah radiator mobil dimana arah aliran air pendingin mesin 12 yang memberikan energinya ke udara saling bersilangan.

Hal tersebut yaitu tipe perpindahan panas menurut arah alirannya, untuk tipe aliran berlawanan arah dan sejajar dapat dilihat dalam gambar 2.5, sedangkan untuk aliran silang yaitu pada gambar 2.6



Gambar 2.5 Heat Exchanger Aliran sejajar dan berlawanan arah.



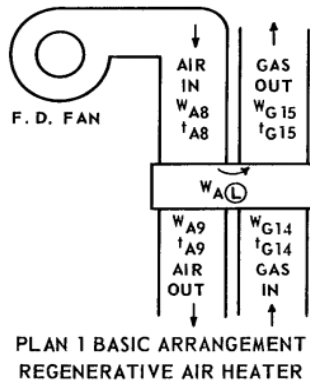
Gambar 2.6 Heat Exchanger Aliran silang

II.2.5 Air Preheater

Air Preheater merupakan peralatan bantu dalam PLTU yang berfungsi sebagai pemanas awal udara baik udara primer (*Primary air*) maupun sekunder (*Secondary air*), sampai ke tingkat temperatur tertentu sehingga dapat terjadi pembakaran optimal dalam boiler. Sedangkan menurut ASME PTC 4.3 *Gas air Heater* adalah “Sebuah alat penukar kalor dimana proses perpindahan panasnya terjadi secara langsung dari gas pembakaran ke udara pembakaran tanpa melalui fluida perantara”.

Dalam prosesnya, *Air Preheater* ini menggunakan gas buang (*flue gas*) hasil pembakaran di boiler sebagai sumber panasnya, kemudian mentransfer panas tersebut ke aliran udara melalui elemen pemanas berputar (*rotating heat exchanger*). Dengan pemanfaatan gas buang ini, maka dapat menghemat biaya bahan bakar sehingga bisa meningkatkan efisiensi pembakaran.

Ada dua jenis preheater yang paling umum yaitu jenis regenerative dan recuperatif air heater. Perbedaan adalah jenis *regenerative* berupa rotor yang berputar sedangkan *Recuperative* : rotor tidak berputar hanya *flue gas* yang mengalir.



Gambar 2.7 Basic Arrangement ASME PTC 4.3

Air Preheater merupakan alat pemanas udara, dimana panas diambil dari gas buang hasil pembakaran sebelum masuk ke cerobong (stack). Dengan pemanfaatan gas buang ini, maka dapat menghemat biaya bahan bakar sehingga bisa meningkatkan efisiensi pembakaran.

Air preheater yang digunakan pada PLTU Unit 3 adalah tipe Ljungstrom. Tipe ini paling banyak digunakan di dunia karena performa dan ketahanannya yang telah teruji. Selain itu tipe ini dapat digunakan dalam jangka waktu yang lama sebelum dilakukan overhaul. Perbaikan dan perawatan berkala mudah dilakukan pada Air Heater tipe ini karena desainnya yang sederhana.

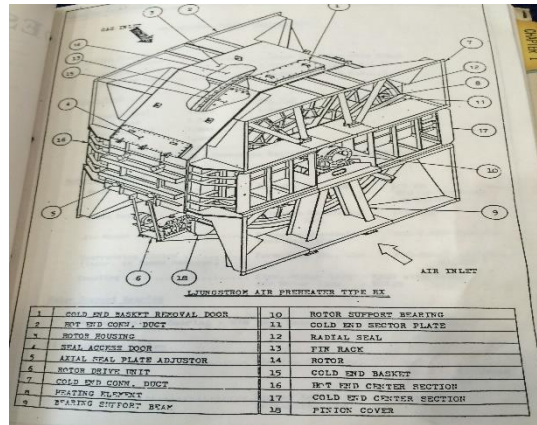
Air preheater terdiri dari hot end element, middle element dan cold end element. *air Preheater* yang digunakan di PLTU Unit 3 merupakan *air Preheater* jenis *Rotating Regenerative*, yaitu gas sisa pembakaran dilalukan pada sebuah selubung tertutup untuk memanaskan sebagian dari elemen *air preheater*, dan elemen yang dipanaskan ini, diputar ke selubung yang lain dimana disini dilalukan udara yang akan dipanaskan, sehingga terjadi perpindahan panas secara konduksi.

Cara kerja dari Ljungstrom yaitu, pemanas awal udara Ljungstrong menyerap panas dari gas buang dengan suhu berkisar 300-350°C, transfer panas ini dari udara dingin yang masuk dengan cara elemen perpindahan panas yang berputar terus menerus dari tempat logam khusus dibentuk. Ribuan elemen dengan efisiensi tinggi dan kompak diatur dalam dua belas kompartemen berbentuk sektor dari silinder radial dibagi, disebut rotor. Bagian sekitar rotor disediakan koneksi dengan saluran di kedua ujungnya, dan cukup disegel oleh radial, bypass & aksial penyegelan membentuk saluran udara melalui setengah dari pemanas awal, dan bagian gas lainnya.

Sebagai rotor yang berputar perlahan massa elemen bergantian melalui gas dan udara bagian dingin, panas yang diserap oleh permukaan elemen melewati gas panas permukaan yang sama dilakukan melalui udara yang disimpan sehingga akan bertambah suhu pembakaran atau proses udara yang masuk.

Deskripsi Umum *Air Preheater Rotating Regenerative*:

- a. Dua rotary, jenis *air preheaters counterflow* udara regeneratif dengan *driven* motor listrik yang disediakan untuk tiap boiler.
- b. Pemanas awal udara ditempatkan dalam posisi horizontal. elemen pemanas adalah jenis keranjang, dan dibuat agar mudah diganti untuk pemeliharaan.
- c. Elemen pemanas dibagi menjadi tiga bagian (lapisan). Ketebalan elemen *hot end* dan *intermediate* adalah 0,6 mm. Ketebalan elemen *cold end* 1,2 mm. Bahan dari *intermediate* dan elemen *cold end* yaitu tahan korosi baja paduan rendah.
- d. *Blowing* sistem untuk *cold end* dan sistem pencucian air untuk keduanya yaitu elemen dingin dan panas yaitu dengan pipa, katup, dan aksesoris.
- e. Sistem pelumasan pada bantalan dari preheater udara yaitu dengan pompa dan penukar panas.
- f. Setiap pemanas awal udara digerakkan oleh motor listrik melalui peredam kecepatan dan motor udara tambahan. Motor udara dimulai secara otomatis pada kegagalan sumber listrik untuk menghindari *overheating* elemen.

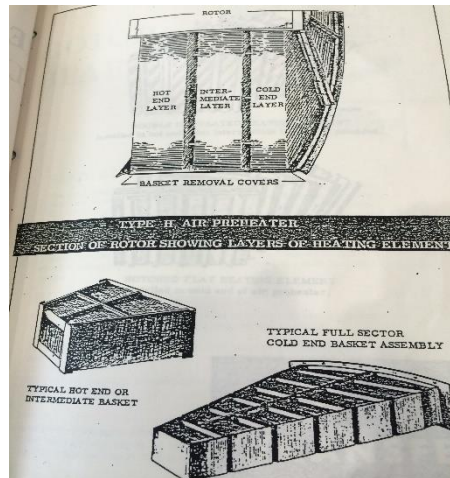


Gambar 2.8 Konstruksi Ljungstrom Unit 3

Komponen Air Preheater Unit 3

- *Heating elements*

Untuk penjelasan dari elemen pemanas, adalah pengaturan kompak dari lembaran logam dibentuk yang terkandung dalam rotor dalam dua atau lebih lapisan. Basket elemen di *cold end*, dimana udara dan gas buang yang *discharge*, dapat dihilangkan melalui pintu akses di bagian pemanas awal udara tanpa mengganggu penyegelan atau komponen *preheater* lainnya. Ketika salah satu tepi unsur *cold end* telah menipis sekitar sepertiga ketebalan aslinya, keranjang dapat dibalik untuk elemen panjang. Jenis elemen dan baja yang digunakan terdaftar pada lembar spesifikasi umum di bagian deskripsi buku manual.



Gambar 2.9 Bagian elemen panas tipe *rotating regenerative*

- Rotor Bearing

Untuk rotor bearing pada tipe *air preheater rotating regenerative* ini memiliki dua jenis, yaitu *vertical preheater*, dan *horizontal preheater*

- *Vertikal Preheater*

Rotor *vertikal preheater* yang dipanaskan ke ujung atas tiang rotor dan mengirimkan beban melalui lengan ke pendukung bantalan. Untuk memandu ujung bawah rotor. Posisi trunnion ini diperbaiki oleh panduan perakitan radial. Kapasitas minyak dari dukungan dan panduan bantalan perumahan terdaftar pada lembar spesifikasi umum di bagian deskripsi buku manual.

- *Horizontal Preheater*

Pada rotor *preheaters* udara horizontal didukung oleh bantalan radial dipasang di trunnions yang melekat pada

kedua ujung tiang rotor. Semua rumah bantalan disediakan dengan segel untuk mencegah masuknya debu dan partikel asing. Untuk detail tentang pelumasan bantalan, lihat informasi lainnya di bagian lainnya. Selain bagian gambar pada halaman berikut, rincian bantalan rotor ditampilkan dalam gambar teknik yang tercantum di bagian deskripsi buku manual.

- Rotor Seal

Seal disediakan di kedua ujung pemanas awal udara untuk meminimalkan kebocoran antara sisi udara dan sisi gas dari pemanas awal. Segel radial yang melekat pada setiap diagram rotor dan menetapkan clearance tertentu dari piring sektor, yang memisahkan aliran udara dan gas. Rotor posting segel beroperasi dengan *clearance* minimum flens dari segmen segel. *By-pass seal* melekat pada pelat menghubungkan dan ditetapkan pada bentuk *clearance* tertentu permukaan T-bar rotor kulit terluar. Seal aksial melekat dalam arah radial dari lingkaran rotor dan disesuaikan untuk bentuk *clearance* tertentu permukaan pelat segel aksial yang dapat disesuaikan dari luar.

Berikut merupakan spesifikasi dari *air preheater* :

Tabel 2.1 Spesifikasi *Air Preheater* Unit 3.

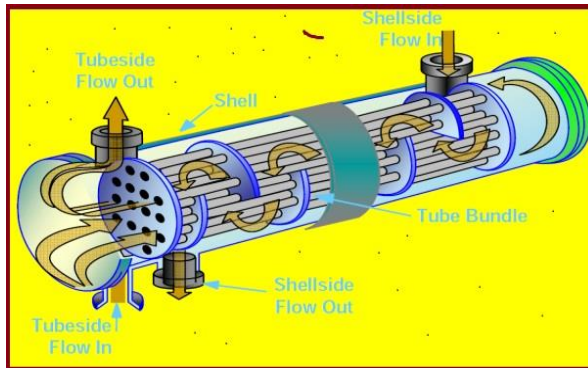
Type	Ljungstrom, regenerative
Manufacturer	Gadelius K.K.
Number	2
Total heating surface (m ²)	22.36 (Gas side, air preheater)
Speed (rpm)	0.77
Motor	
Type	Totally,enclosed fan cooled
Capacity (kW)	5.5
Voltage (V)	440
Bearing Lubricating Method	Cold Side : self
	Hot Side : Forced
Driven method	Electric motor driven
	(Buck up) Auxiliary air motor
Scot Blowing Type	Single nozzle
Location	Cold gas side
Washing Device system	Stationary
Location	Cold and hot air side
Heating Element	
Type Hot End layer	DU 0.6 m/m basket type
Hot Interm. Layer	DU 0.6 m/m basket type
Cold End Layer	NF 1.2 m/m basket type
Material: Hot End layer	Mild Steel
Hot Interm. Layer	Corrosion Resistant Low Alloy Steel
Cold End layer	Corrosion Resistant Low Alloy Steel
Height Hot End Layer	1500 mm
Hot Interm. Layer	1050 mm
Cold End Layer	300 mm

II.2.6 Tipe-Tipe *Gas Air Preheater*

Gas air heater memiliki beragam jenis konstruksi, namun secara umum dapat dibagi menjadi dua tipe yaitu:

II.2.6.1 Tipe *Recuperative*

Gas air heater tipe *recuperative* (*tubular*) konstruksinya mirip dengan heat exchanger tipe *shell & tube*, cara kerjanya yaitu udara pembakaran dialirkan kedalam *tube* dan gas sisa pembakaran (*flue gas*) dialirkan melalui *shell* (cangkang).

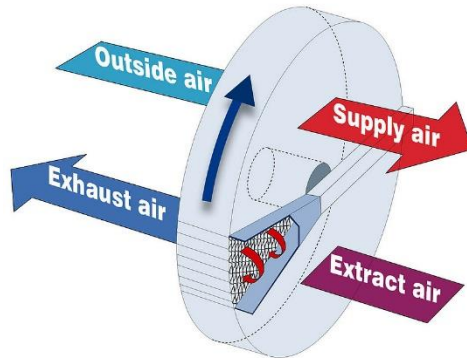


Gambar 2.10 Konstruksi *Gas Air Preheater* Tubular.

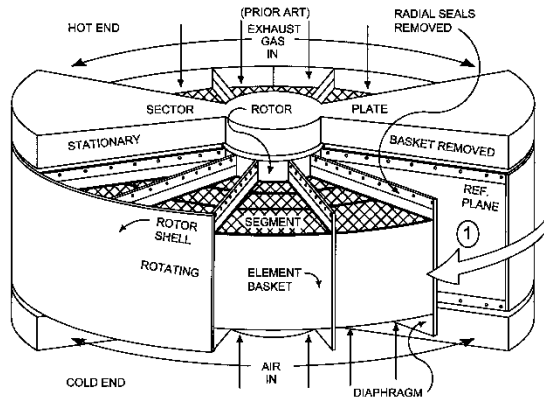
II.2.6.2 Tipe *Regenerative*

Gas Air heater tipe *regenerative* konstruksinya terdapat rotor dan stator karena pada tipe ini membutuhkan heating element yang berputar. Cara kerjanya yaitu gas sisa pembakaran dan udara pembakaran dialirkan pada dua sektor yang berbeda secara silang (*cross over*), elemen pemanas (*heating element*) berada diantaranya sebagai penerima energi kalor, kemudian elemen pemanas ini diputar secara perlahan 0.77 rpm untuk memaksimalkan perpindahan panas dari

flue gas menuju heating elemen kemudian ke udara pembakaran.



Gambar 2.11 *Gas Air Preheater Tipe Regenerative.*



Gambar 2.12 Konstruksi *Gas Air Heater*
Regenerative Ljungstrom

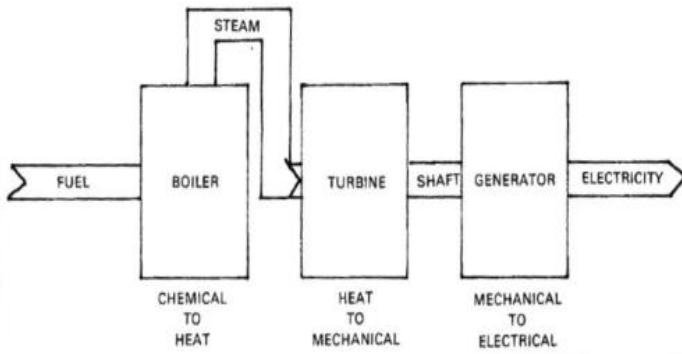
Regenerative air preheater memiliki desain yang kompak dan adalah tipe yang paling banyak digunakan dalam unit pembangkit listrik tenaga uap dewasa ini, karena karakteristik operasional dan konstruksinya yang efisien. Ljungstrom adalah tipe *regenerative* yang paling banyak digunakan, dengan cangkang silindris dan sebuah rotor yang berpadu dengan *heating element* yang berputar diantara aliran udara dan gas.

Tabel 2.2 Keuntungan dan kerugian tipe *air preheater*

Type	Keuntungan	Kerugian
<i>Recuperative</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Kebocoran kecil • Tidak adanya part yang bergerak (statik) 	<ul style="list-style-type: none"> • Konstruksi besar dan berat • Sulit untuk mengganti elemen
<i>Regenerative</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Desain kompak • Mudah untuk mengganti elemen 	<ul style="list-style-type: none"> • Masalah kebocoran • Perawat intense (<i>high maintenance</i>) • Berpotensi kebakaran

II.2.7 Siklus dan Operasional PLTU Unit 3

Setiap unit PLTU terdiri dari boiler (steam generator) dengan siklus superheat dan reheat (bila ada), turbin uap ekstraksi dengan sistem *supervisory* dan *start up* otomatis serta generator berpendingin hidrogen atau udara dengan sistem sinkron *auto* serta pengatur tegangan otomatis.



Gambar 2.13 Konversi Energi Di PLTU

Di dalam suatu PLTU yang menggunakan gas sebagai bahan bakarnya, maka ketika terjadi pembakaran, energi panas dilepas dan diberikan ke air didalam boiler. Air berubah menjadi uap superheat dengan tekanan dan suhu tinggi untuk kemudian dialirkan ke turbin. Generator yang dikopel langsung dengan turbin ikut berputar sehingga menghasilkan listrik sesuai dengan kebutuhan.

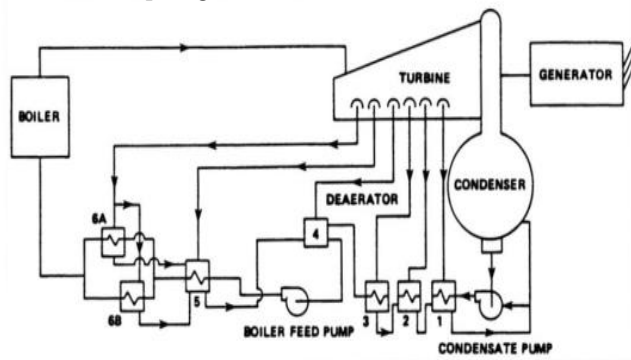
II.2.8 Prinsip Kerja PLTU Unit 3

PLTU menggunakan fluida kerja air uap yang bersirkulasi secara tertutup. Siklus tertutup artinya menggunakan fluida yang sama secara berulang-ulang. Urutan sirkulasinya secara singkat adalah sebagai berikut:

1. Air diisikan ke boiler hingga mengisi penuh seluruh luas permukaan pemindah panas. Didalam boiler, air ini dipanaskan dengan gas panas hasil pembakaran bahan bakar dengan udara sehingga, berubah menjadi uap.

2. Uap hasil produksi boiler dengan tekanan dan temperatur tertentu diarahkan untuk memutar turbin sehingga menghasilkan daya mekanik berupa putaran. Generator yang dikopel langsung dengan turbin berputar menghasilkan energi listrik sebagai hasil dari perputaran medan magnet dalam kumparan.
3. Uap bekas keluar turbin masuk ke kondensor untuk didinginkan dengan air pendingin sehingga berubah kembali fasanya menjadi cair. Air kondensat hasil kondensasi uap kemudian digunakan lagi sebagai air pengisi boiler.

Demikian siklus air uap (fluida kerja) ini berlangsung secara berulangulng dan terus menerus. Gambar 2.14 menunjukkan diagram sederhana siklus air uap yang merupakan fluida kerja PLTU dan komponen utamanya. Putaran turbin digunakan untuk memutar generator yang dikopel langsung dengan turbin sehingga ketika turbin berputar dihasilkan energi listrik dari terminal *output* generator.



Gambar 2.14 Siklus Fluida Kerja (Air Uap) PLTU

Tiap unit PLTU terdiri dari boiler (*steam generator*) dengan siklus *superheat* dan atau *reheat*, turbin uap, dan generator dengan pengatur tegangan. Udara pembakaran disediakan oleh dua *forced draft fan* dan siklus air pengisi yang terdiri dari kondensor, dua pompa ekstraksi kondensat, dua pompa air pengisi dan rangkaian pemanas air tekanan rendah serta tekanan tinggi.

Bahan bakar dipasok ke unit dari sistem penanganan bahan bakar. Bahan bakar gas yang berasal dari sumur gas langsung.

Air penambah diperlukan untuk mengganti air yang hilang melalui *blow down*, *vent* serta *drain*. Air ini diperoleh dari unit pemurnian air. Air baku dihasilkan dari unit desalinasi yang mengambil air laut dari kanal masuk sistem air pendingin.

Air pendingin (*cooling water*) dipasok oleh sistem air pendingin utama (*circulating water*), dan sistem air pendingin bantu. Sistem air pendingin utama mengambil air dari kanal masuk untuk air pendingin kondensor dan heat exchanger sistem pendingin bantu. Sistem air pendingin bantu melayani alat bantu boiler dan turbin. Sistem ini disediakan untuk pusat pembangkit yang terdiri dari beberapa unit yang saling terhubung (interkoneksi) antar unit.

Gas buang setelah melewati pemanas udara (*air pre heater*) regeneratif dan penangkap abu dibuang ke atmosfer melalui cerobong yang tinggi (*stack*). Instrumentasi digunakan untuk memantau gas buang dan memastikan memenuhi persyaratan lingkungan.

Unit pembangkit dioperasikan dari *central control room* dengan dikendalikan oleh operator untuk kasus ini yaitu pada CCR PLTU unit 3 dan 4 bagian operasional yang disediakan untuk mengontrol seluruh unit, *common services*, *electrical distribution* dan *high voltage switchgear* dengan bantuan operator lokal.

Sistem telepon dan alamat umum lokasi disediakan untuk komunikasi dan koordinasi kegiatan control jarak jauh (*remote*) dari control room. Sistem distribusi listrik pembangkit dirancang dengan dua pasok independen ke setiap saluran distribusi tegangan utama. Emergency diesel generator disediakan untuk memastikan bahwa pembangkit dapat dipertahankan dalam kondisi yang aman ketika diputus dari sistem jaringan listrik.

Gardu induk (*substation*) 150 kV dikontrol dari *control room* yang terpisah dalam kontrol tambahan. Generator transformer untuk tiap unit dihubungkan ke gardu induk 150 kV, yaitu dengan daya 2x200 MW pada dua unit PLTU 3 dan 4, yang nantinya akan didistribusikan ke industri dan perumahan.



Gambar 2.15 Diagram Aliran PLTU Unit 3 dan 4.

Berikut merupakan aliran yang terjadi, oleh pembangkitan unit 3 dan 4.

II.2.9 Sistem Boiler Pada PLTU Unit 3

Boiler merupakan suatu alat untuk menghasilkan uap pada tekanan dan temperatur tinggi (*superheated*

steam). Perubahan dari fase cair menjadi uap dilakukan dengan memanfaatkan energi panas yang didapatkan dari pembakaran bahan bakar. Boiler pada PLTU Gresik menggunakan gas sebagai bahan bakar. Sedangkan bahan bakar pendukung adalah solar atau biasa disebut HSD (*High Speed Diesel*), dimana solar ini digunakan hanya sebagai pemantik awal (*ignition*) pada saat proses *start up*. Penyaluran panas dari bahan bakar ke air dapat terjadi secara radiasi dan konveksi.

Bagian pemindah panas dari boiler terdiri dari pemanas mula (*Low Pressure Heater* dan *High Pressure Heater*), *economizer*, pemanas lanjut (*Superheater*), dan pemanas ulang (*Reheater*).

Perpindahan panas dalam boiler terjadi dalam proses:

1. Radiasi di ruang bakar.
2. Konveksi di *Economizer* dan *Air Heater*.
3. Kombinasi radiasi dan konveksi di *Superheater* dan

Reheater.

Komponen utama boiler di PLTU Gresik terdiri dari : *Wall Tube*, *Separator drum*, *Primary superheater*, *Secondary superheater*, *Reheater*, dan *Economizer*. Sedangkan komponen pendukung terdiri dari : *Forced Draft Fan*, *Steam Cooling Air Heater* (SCAH), *Gas Air Heater*, *Burner*, *Soot Blower* dan *Safety Valve*.

Perlu ditekankan bahwa jenis boiler di PLTU Gresik adalah tipe boiler supercritical yang bekerja di titik kritis fluida air yang menghilangkan fasa campuran dalam proses perubahan fasanya menjadi uap. Boiler dengan tipe ini baru pertama kalinya diterapkan di Indonesia yang membedakan dari sistem boiler konvensional adalah tidak adanya main drum, yang mengakomodasikan perubahan fasa cair ke fasa uap air (campuran). Pada boiler

supercritical perubahan fasa cair menjadi uap air terjadi didalam *vertical tube*.

- *Wall Tube*

Dinding boiler terdiri dari tubes atau pipa-pipa yang disatukan oleh membran, oleh karena itu disebut dengan *wall tube*. Di dalam *wall tube* tersebut mengalir air yang akan dididihkan. Dinding pipa boiler adalah pipa yang memiliki ulir dalam (*riffle tube*), dengan tujuan agar aliran air di dalam *wall tube* berpusar (turbulen), sehingga penyerapan panas menjadi lebih banyak dan merata (homogen), serta untuk mencegah terjadinya *overheating* karena penguapan awal air pada dinding pipa yang menerima panas radiasi langsung dari ruang pembakaran. *Wall tube* mempunyai tiga header pada bagian bawahnya yang berfungsi untuk menyalurkan air dari *lower header* menuju separator.

- *Separator*

Separator berfungsi sebagai pemisah antara air yang masih berfasa campuran dan yang telah menjadi uap air, *separator* menggunakan prinsip gaya sentrifugal dimana ketika suatu fluida di putar dengan gaya sentrifugal akan memisahkan antara massa yang berat dan yang ringan, begitu pula didalam *separator* terdapat konstruksi kerucut yang memungkinkan aliran fluida mengalami gaya sentrifugal (*cyclone*) dimana air yang masih berfasa campuran dengan massa yang lebih berat akan terpisahkan dengan air yang telah berubah fasa menjadi uap. Separator sebenarnya hanya difungsikan pada saat *startup* unit PLTU ketika tekanan dan temperaturnya belum mencukupi untuk bekerja didalam siklus *supercritical*, tetapi setelah beberapa tahapan dan mencapai tekanan dan temperatur yang sesuai, maka separator tidak lagi digunakan dalam siklus fluidanya.

- *Superheater*

Superheater berfungsi untuk menaikkan temperatur uap jenuh menjadi uap panas lanjut dengan memanfaatkan gas panas hasil pembakaran. Uap yang masuk ke *superheater* berasal dari *water wall* dengan fasa uap jenuh. *Superheater* terbagi dua yaitu *Primary superheater* dan *Secondary superheater*.

Primary superheater

Primary superheater berfungsi untuk menaikkan temperatur uap jenuh yang berasal dari *water wall* menjadi uap panas lanjut dengan memanfaatkan gas panas hasil pembakaran.

Secondary superheater

Secondary superheater terletak pada bagian laluan gas yang sangat panas yaitu diatas ruang bakar dan menerima panas radiasi langsung dari ruang bakar. Uap yang keluar dari *secondary superheater* kemudian digunakan untuk memutar HP Turbine.

- *Reheater*

Reheater berfungsi untuk memanaskan kembali uap yang keluar dari HP Turbine dengan memanfaatkan gas hasil pembakaran yang temperaturnya relatif masih tinggi. Pemanasan ini bertujuan untuk menaikkan efisiensi sistem secara keseluruhan. Perpindahan panas yang paling dominan pada *reheater* adalah perpindahan panas konveksi.

- *Economizer*

Economizer menyerap panas dari gas hasil pembakaran setelah melewati *superheater*, untuk memanaskan air pengisi sebelum masuk ke *lower header*. Panas yang diberikan ke air berupa panas sensibel. Pemanasan air ini dilakukan agar perbedaan temperatur antara air pengisi dan

air yang ada dalam water wall tidak terlalu tinggi, sehingga tidak terjadi thermal stress (tegangan yang terjadi karena adanya pemanasan) di dalam *water wall*. Selain itu dengan memanfaatkan gas sisa pembakaran, maka akan meningkatkan efisiensi dari boiler dan proses pembentukan uap lebih cepat.

Economizer berupa pipa-pipa air yang dipasang ditempat laluan gas hasil pembakaran sebelum *air preheater*. Perpindahan panas yang terjadi di *economizer* terjadi dengan arah aliran kedua fluida berlawanan (*counter flow*). Air pengisi *steam drum* mengalir ke atas menuju *water wall*, sedangkan udara pemanas mengalir ke bawah. Komponen pendukung Boiler terdiri dari : *Forced Draft Fan*, *Air Heater*, *Burner*, *Soot Blower* dan *Safety Valve*.

- *Forced Draft Fan*

Alat yang berupa *fan* (kipas) ini berfungsi untuk memasukkan udara pembakaran secara paksa ke dalam *furnace*, terpasang pada bagian ujung saluran *air intake* boiler dan digerakkan oleh motor listrik, untuk *flow rate* dari FDF pada PLTU unit 3 ini memiliki debit sebesar 92.67 m³/s.

Spesifikasi *Force Draft Fan* :

Tabel 2.3 Spesifikasi *Force Draft Fan* (FDF) PLTU Unit 3

Type	No.17 DMA (BDV)	
Manufacture No.	RE18326 ,RE18327	
Specification :	Airflow	5560 m ³ /min
	Wind Pressure	1030 mmAq
	Number of Revolution	980 rpm
	Output of motor	1220 kW
	Air temperature	31 °C

- *Burner*

Alat yang berfungsi untuk membakar campuran antara bahan bakar (*fuel*) dengan udara (*air*) di dalam ruang bakar (*furnace*) pada boiler.

II.2.10 Insulasi Material

Pada pemasangan insulasi pipa memiliki perumusan dasar atau dapat disebutkan *Cross Section of Insulated Pipe*. Dengan mencari koefisien perpindahan panas dari insulasi pipa tersebut dapat digunakan persamaan (Moray Z.K., Gvozdenac D.D, *Applied Industrial Energy and Environmetal Management*):

$$U = \frac{1}{\frac{D_3 \cdot \ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}{2 \cdot k_{insulation}} + \frac{1}{h_{out}}}$$

U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m²K)

D_3 = Diameter luar insulasi (mm)

D_2 = Diameter luar pipa (mm)

$k_{insulation}$ = Konduktivitas termal insulasi (W/mK)

h_{out} = Koefisien perpindahan panas insulasi (W/m²K)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

III.1 Metode Penyelesaian Masalah

Pada tugas akhir ini, *redesign* dan *calculation Air Pre-Heater* dilakukan dengan menggunakan pendekatan analisa termodinamika dan perpindahan panas. Metode yang digunakan yaitu metode LMTD dan dilakukan juga komparasi perhitungan manual dengan *software* HTRI. Data-data yang digunakan dalam perhitungan merupakan data-data yang didapat dari PLTU UP Gresik Unit 3. Dalam melakukan *redesign* beberapa referensi digunakan sebagai acuan, yaitu *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, Incropera, DeWitt, Bergman, dan Lavine, *Double-Pipe Heat Exchanger*, Williams Jeffrey B. (*report author*), Walters Thomas, dan Dong-Hoon Han. dan referensi-referensi lainnya.

1. Studi Literatur

Untuk mendukung pengerjaan penelitian ini diperlukan teori-teori dasar yang mendukung untuk memecahkan masalah dan juga membantu menuntun tahap demi tahap dari penelitian ini, untuk mengumpulkan data yang diperlukan untuk membantu menyelesaikan penelitian. Melalui referensi tugas akhir, jurnal, buku, *ebook*, artikel tentang *redesign heat exchanger, air pre-heater* dengan metode beda temperatur rata-rata logaritma, tentang *rotating regenerative* dan *concentric tube counterflow type*.

2. Pengumpulan data

Survey dan pengumpulan data untuk mendapatkan informasi secara langsung mengenai data *air pre-heater* di PJB-Gresik unit 3, meliputi temperatur *inlet* dan *outlet* udara, *flow rate* udara dan *flue gas*.

3. Eksperimen

Melakukan analisa yaitu meliputi ;

- Analisa perhitungan awal
- Draft perancangan

- Perbandingan perhitungan manual terhadap *software* HTRIExhcanger.
- 4. Pengolahan data
Mengolah data yang sudah ada tersebut untuk dianalisa, dilakukan perhitungan dengan teori dasar sebagai penunjang.
- 5. Analisa
Menganalisa perhitungan *air pre-heater* apakah sudah sesuai dengan *requirment heat transfer*. Jika sesuai dilanjutkan ke tahapan selanjutnya.
- 6. Perancangan desain
Merancang desain baru dari *air pre-heater* untuk disesuaikan dengan analisa perhitungan yang sudah dilakukan. Jika sudah dilakukan desain maka dilakukan komparasi dengan *software HTRI*.
- 7. Penarikan kesimpulan
Langkah terakhir adalah penarikan kesimpulan dari seluruh proses yang telah dilakukan dan menjawab permasalahan.

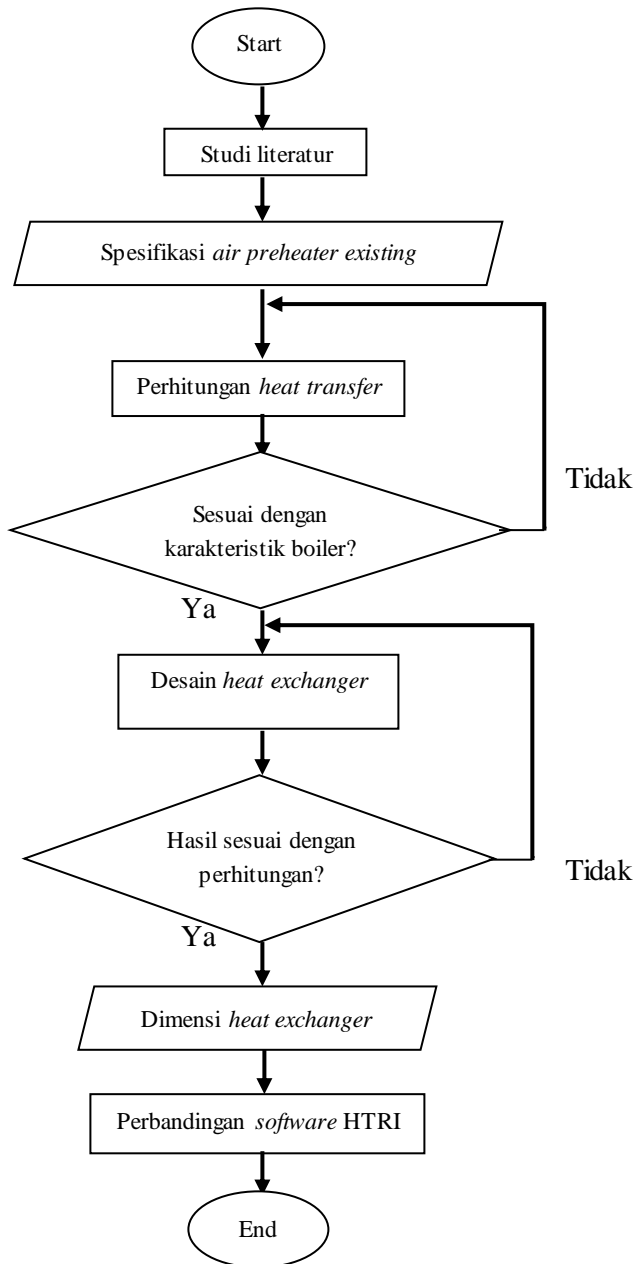
III.2 Perancangan Air Pre heater unit 3 dengan metode LMTD

Step-step yang digunakan dalam perancangan *air preheater* unit 3 dengan metode LMTD adalah sebagai berikut:

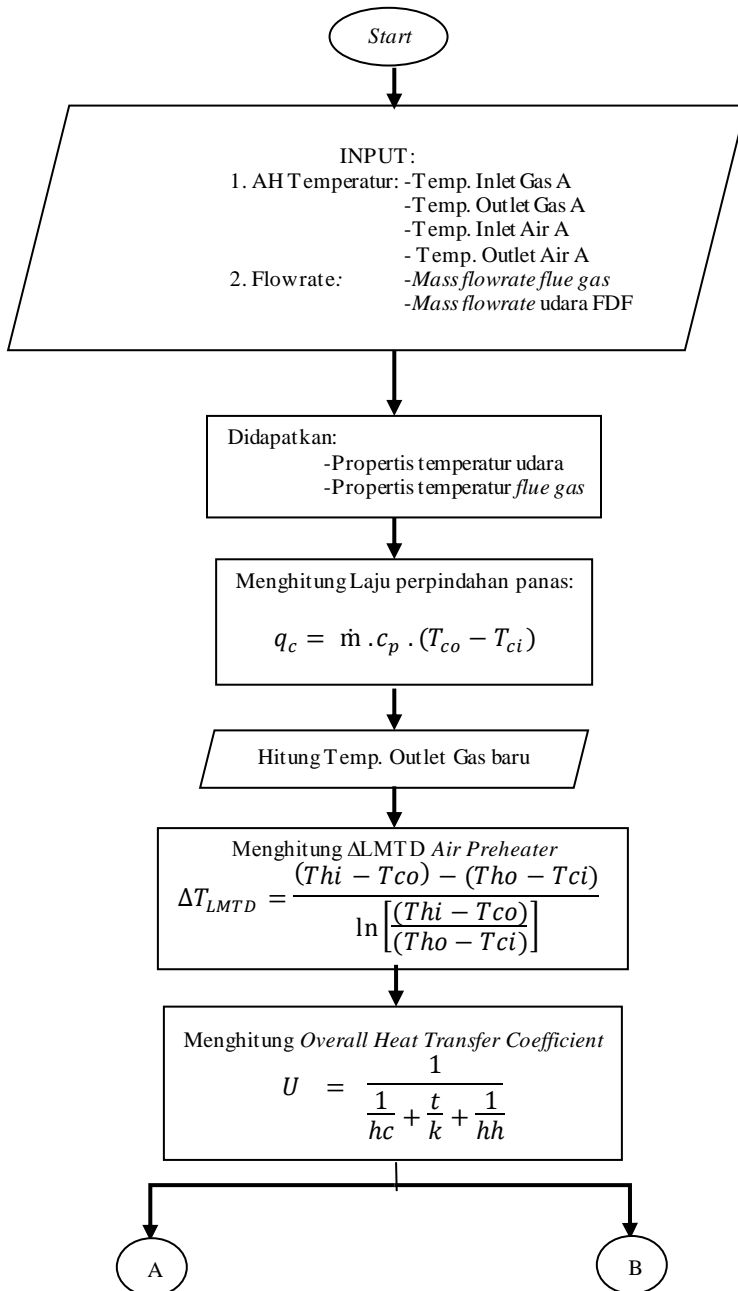
1. Mencari *properties* fluida dingin dan fluida panas dengan temperatur inlet and *outlet* aktual yang diambil dari data operasi unit 3, setelah itu mencari Q_{hot} dan Q_{cold} .
2. Menghitung ΔT_{LMTD}
3. Mengasumsikan *overall heat transfer coefficient*
4. Menghitung *coefficient heat transfer*
5. Mencari Kecepatan kinematis, diameter hydrolis, *Reynold Number*, Bilangan Nusselt
6. Mencari nilai *overall heat transfer coefficient* sesungguhnya.

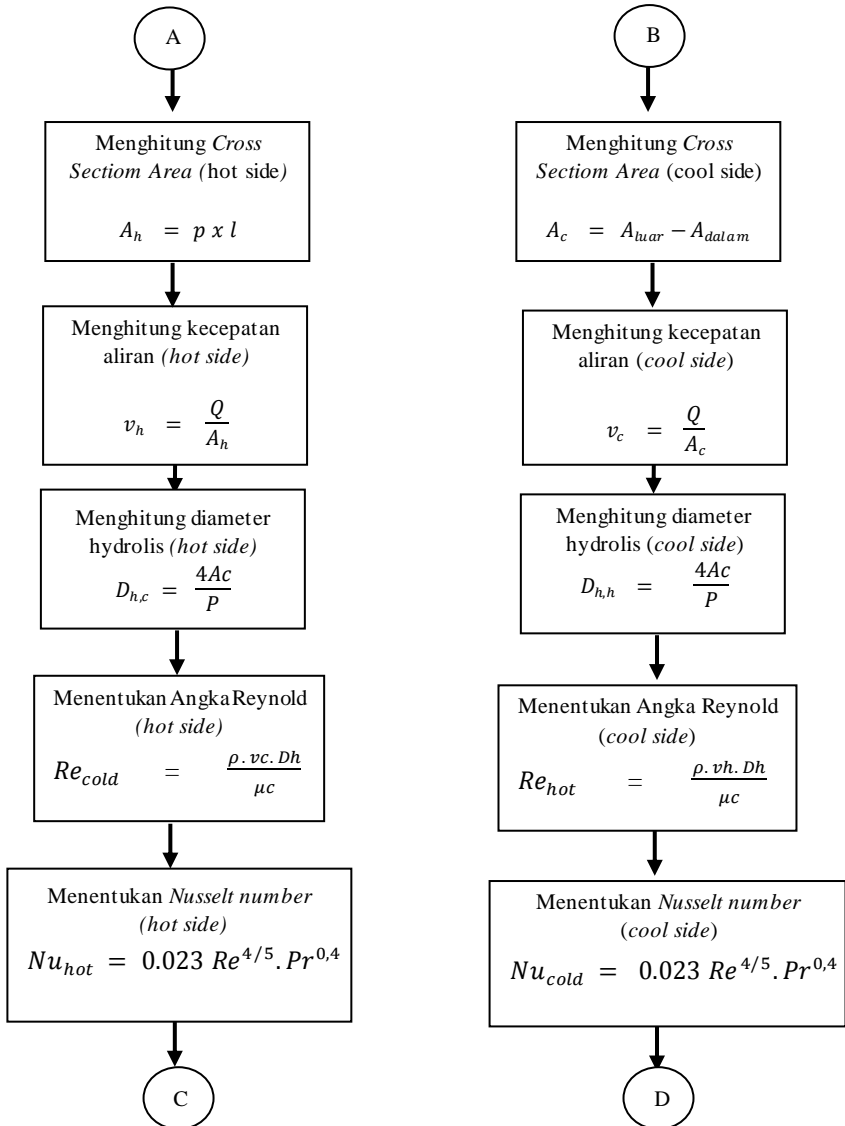
7. Melakukan perhitungan luas area yang dibutuhkan *Air Preheater*,
8. Pemodelan desain 3D dengan *software* Solidwork.
9. Melakukan komparasi perhitungan manual dengan *software* HTRI.
10. Setelah kesembilan tahap ini selesai maka didapatkan desain baru yang sesuai dengan karakteristik boiler.

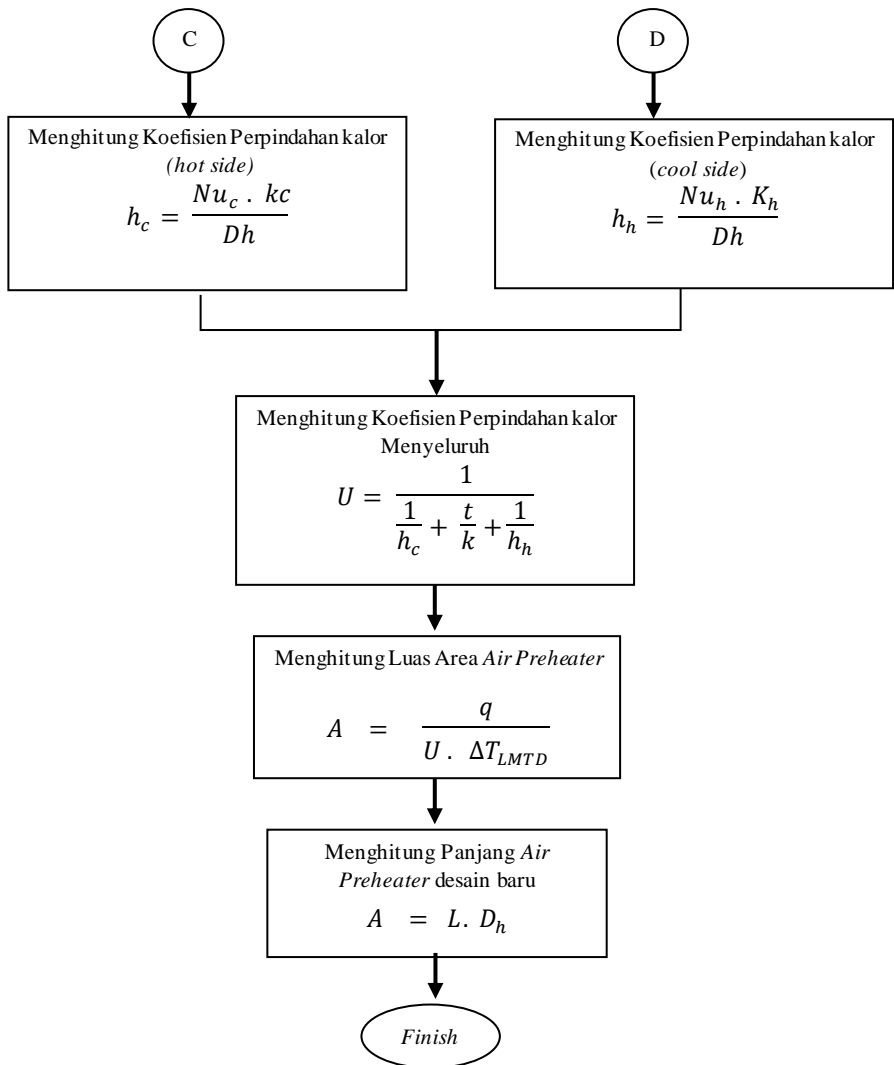
III.3 Flowchart Perancangan Air Preheater Unit 3



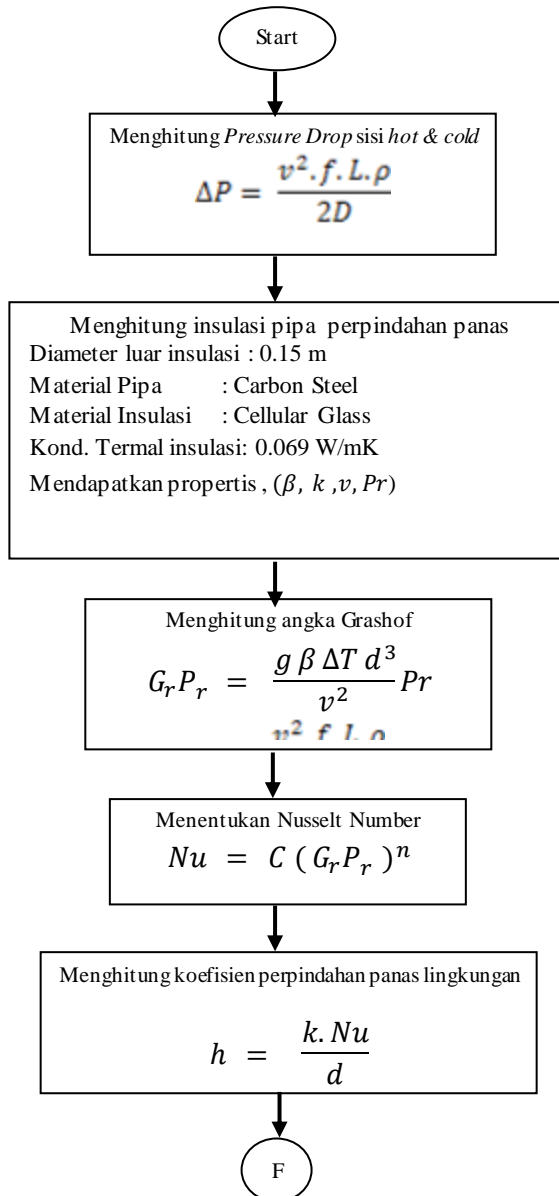
III.3.1 Flowchart Perhitungan Dimensi Air Preheater Unit 3.

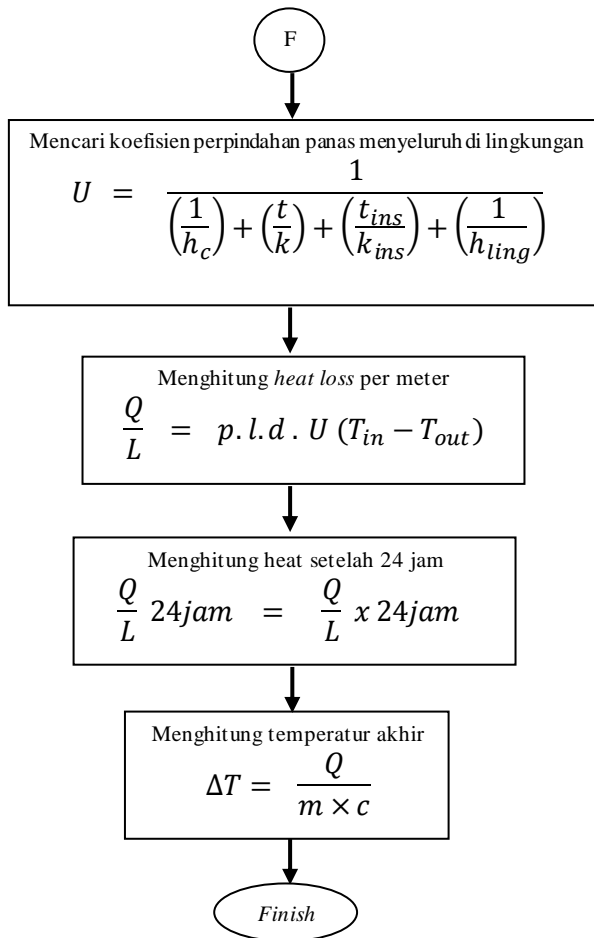






III.3.2 Flowchart Perhitungan pressure drop & insulasi Air Preheater baru Unit 3.





“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Perhitungan dan desain baru menggunakan data *real time pada log sheet* di PLTU unit 3 pada bulan Februari 2007 dengan beban penuh 200 MW. Sementara untuk perbandingan dengan menggunakan *software* HTRI Xchanger dengan data dari perhitungan manual sebelumnya.

Berikut merupakan spesifikasi dari *air preheater rotating regenerative* pembangkit unit 3.

Tabel 4.1 Spesifikasi *air preheater Ljungstrom* (sumber :
Sriyono, et al., 2007)

Type	Ljungstrom, regenerative
Manufacturer	Gadelius K.K.
Number	2
Total heating surface (m ²)	22.36 (Gas side, air prehater)
Speed (rpm)	0.77
Motor	
Type	Totally,enclosed fan cooled
Capacity (kW)	5.5
Voltage (V)	440
Heating Element	
Type Hot End layer	DU 0.6 m/m basket type
Hot Interm. Layer	DU 0.6 m/m basket type
Cold End Layer	NF 1.2 m/m basket type
Material: Hot End layer	Nild Steel
Hot Interm. Layer	Corrosion Resistant Low Alloy Stell
Cold End layer	Corrosion Resistant Low Alloy Steel
Height Hot End Layer	1500 mm
Hot Interm. Layer	1050 mm
Cold End Layer	300 mm

Berikut merupakan data *Log sheet PLTU 3* tanggal 12 Februari 2007.

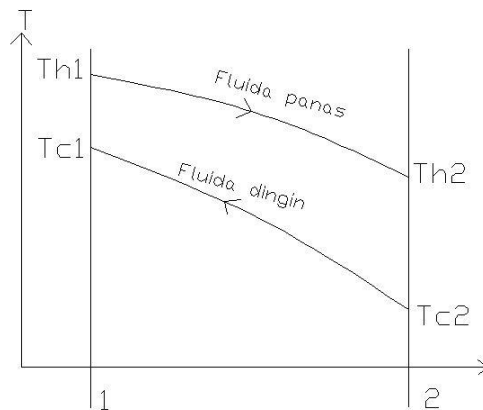
Tabel 4.2 *Log Sheet PLTU 3 PJB-Gresik (12 Februari)*

	PARAMETER	UNIT	
AIR AND GAS DRAFT	Air Flow	77	%
	FDF Air Out A	874	mmAq
	FDF Air Out B	871	mmAq
	AH Outlet Air A	760	mmAq
	AH Outlet Air B	763	mmAq
	Wind Box Air	707	mmAq
	Furnace Draft	522	mmAq
	Eco Outlet Gas	272	mmAq
	AH Diff Gas A	101	mmAq
	AH Diff Gas B	87	mmAq
AIR/GAS TEMP.	AH Inlet Air A	88	
	AH Outlet Air A	293	⁰ C
	AH Inlet Air B	87	⁰ C
	AH Outlet Air B	302	⁰ C
	AH Inlet Gas A	340	⁰ C

	AH Outlet Gas A	148	$^{\circ}\text{C}$
	AH Inlet Gas B	343	$^{\circ}\text{C}$
	AH Outlet Gas B	146	$^{\circ}\text{C}$

Perhitungan Manual

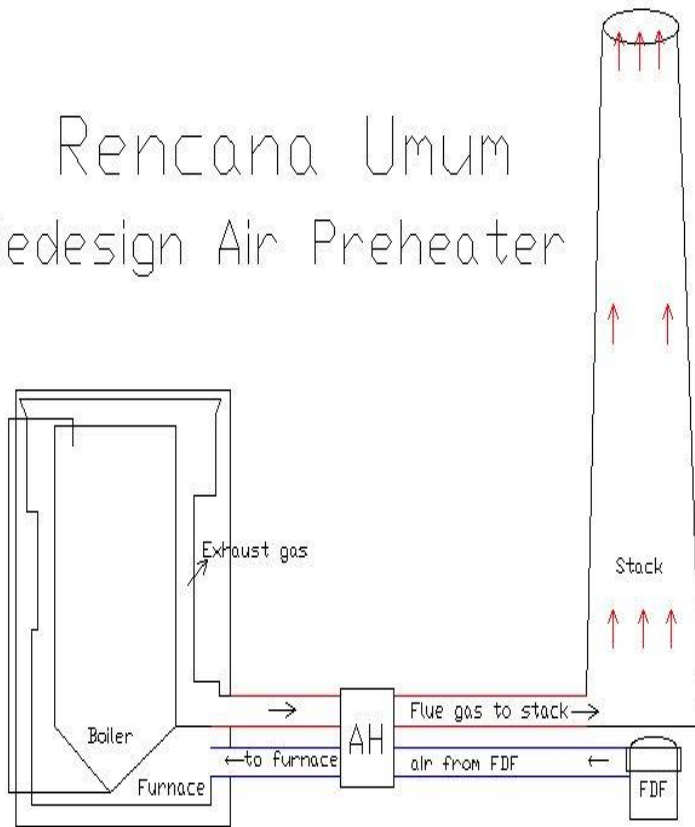
Analisis Perpindahan Panas dengan Metode Beda Temperatur rata-rata Logaritma (LMTD). Dengan memperhatikan perbedaan temperatur fluida yang mengalir dengan aliran berlawanan arah (*concentric counterflow*) beserta dengan perbedaan temperatur.



Gambar 4.1 Profil suhu untuk aliran berlawanan arah

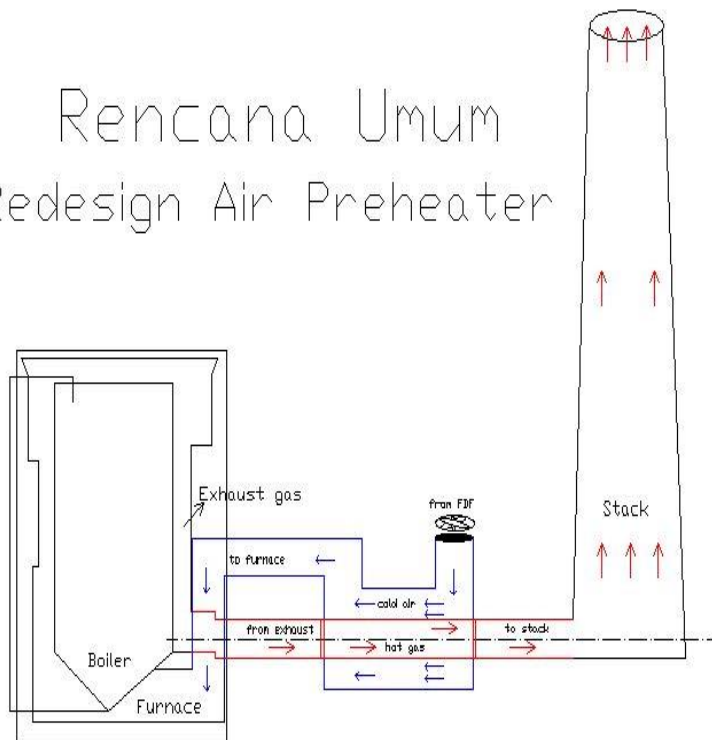
Untuk gambaran secara umum mengenai bentuk awal dari rancangan *air preheater* pada PLTU Unit 3 PJB-Gresik dapat dilihat pada gambar 4.2, sedangkan untuk rancangan baru terhadap desain dari *air preheater* dapat dilihat pada gambar 4.3

Rencana Umum Redesign Air Preheater



Gambar 4.2 Desain sistem *air preheater rotating regenerative*

Rencana Umum Redesign Air Preheater



Gambar 4.3 Rencana Umum modifikasi *redesign air preheater* baru

IV.1 Perhitungan Dimensi *Air Preheater* Baru Pembangkit Unit 3.

Berikut merupakan data temperatur, *mass flowrate* dengan bukaan *damper* 77 % pada boiler pembangkit unit 3. Sesuai dengan *log sheet* PLTU 3 di PJB-Gresik. (Lihat lampiran A)

Tabel 4.3 Temperatur *existing* dari boiler PLTU Unit 3

T <i>hot in Gas A</i>	613	K
T <i>hot out Gas A</i>	421	K
T <i>cold in Air A</i>	313	K
T <i>cold out Air A</i>	566	K

- Mencari suhu dingin rata-rata (T_m),

$$T_m = \frac{T_{cold\ in} + T_{cold\ out}}{2}$$

$$T_m = \frac{(313 + 566)}{2}$$

$$T_m = 439.5\ ^\circ\text{K}$$

$$T_m = \text{Temperatur rata-rata}$$

- Mencari propertis dengan temperatur 439.5°K

$$\mu_c = 2.46 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

$$k_c = 0.03656 \text{ W/mK}$$

$$Pr = 0.686$$

$$\rho = 0.79 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1.019 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

Laju perpindahan kalor yang diserap :

- Mencari laju aliran massa,

$$\begin{aligned}\dot{m}_{cold} &= Q \cdot \rho \\ &= 92.67 \times 0.82 \\ &= 73.2 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{hot} &= Q \cdot \rho \\ &= 92.67 \times 0.9274 \\ &= 85.942 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}q_c &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \\ &= 73.2 \times 1.019 \times (566 - 313) \\ &= 18873.87 \text{ W}\end{aligned}$$

Karena terjadi *heat balance* maka, $q_c = q_h$

$$\begin{aligned}18873.87 &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \\ 18873.87 &= 85.94 \times 1.019 \times (613 - T_{ho}) \\ T_{ho} &= 397.5 \text{ }^\circ\text{K}\end{aligned}$$

Maka didapatkan temperatur *hot out* baru, sebagai perhitungan untuk desain *heat exchanger* baru yaitu :

Tabel 4.4 Temperatur baru *existing* dari boiler PLTU Unit 3

T <i>hot in Gas A</i>	613	K
T <i>hot out Gas A</i>	397.48	K
T <i>cold in Air A</i>	313	K
T <i>cold out Air A</i>	566	K

- Mencari suhu panas rata-rata (T_m),

$$T_m = \frac{T_{hot\ in} + T_{hot\ out}}{2}$$

$$T_m = \frac{(613 + 397.5)}{2}$$

$$T_m = 505.25\ ^\circ\text{K}$$

$$T_m = \text{Temperatur rata-rata}$$

- Mencari propertis dengan temperatur 505.25 $^\circ\text{K}$

$$\mu_h = 2.81 \times 10^{-5}\ \text{Ns/m}^2$$

$$k_h = 0.0426\ \text{W/mK}$$

$$Pr = 0.683$$

$$\rho = 0.9274\ \text{kg/m}^3$$

$$c_p = 1.035\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\mu = \text{Viskositas dinamik, (Ns/m}^2\text{)}$$

$$k = \text{Konduktivitas termal, (W/mK)}$$

$$Pr = \text{Angka Prandtl}$$

$$\rho = \text{Densitas, (kg/m}^3\text{)}$$

$$c_p = \text{Kalor spesifik pada tekanan konstan, (kJ / kg.}^\circ\text{K)}$$

$$q_c = \text{Laju perpindahan kalor (W)}$$

$$\dot{m} = \text{Laju aliran massa, (kg/s)}$$

$$\Delta T = \text{Perbedaan temperatur (}^\circ\text{K)}$$

- Menentukan *Cross Section Area* (silinder),

Cold side :

$$d = 4 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} A_c &= A_{\text{luar}} - A_{\text{dalam}} \\ &= (1/4 \pi \times d^2) - (1/4 \pi \times d^2) \\ &= 10.79 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Hot side :

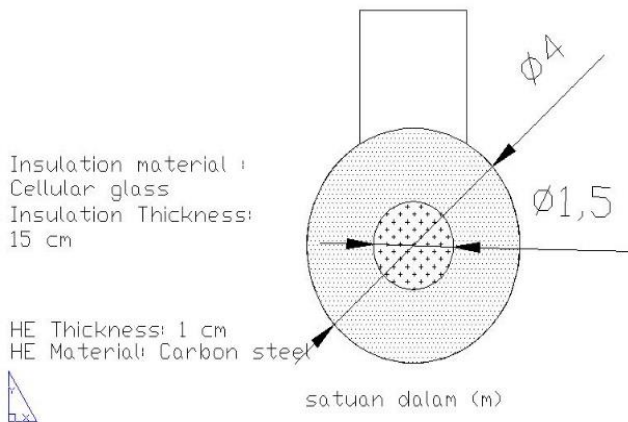
$$d = 1.5 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} A_c &= \frac{1}{4} \pi \times d^2 \\ &= 1.77 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

A_c = Luas Area yang dilalui aliran (m^2)

d = Diameter (m)

Dengan ditentukannya dimensi berikut, maka dibuat desain menggunakan AutoCAD 2D sesuai dengan dimensi yang telah dihitung.



Gambar 4.4 Desain AutoCAD (tampak melintang)

- Menghitung Kecepatan Kinematis :

Cold side :

$$v_c = \frac{Q}{A_{c,c}}$$

$$= \frac{92.67}{10.79} = 8.6 \text{ m/s}$$

Hot side :

$$v_h = \frac{Q}{A_{c,h}}$$

$$= \frac{92.67}{1.77} = 52.46 \text{ m/s}$$

v = Kecepatan

Q = Kalor (kJ)

Ac = Luasan *Cross Section*

- Menghitung Diameter Hydrolis (bukan lingkaran)

Cold side :

$$D_{h,c} = \sqrt{\frac{4 \cdot Ac}{\pi}}$$

$$= 3.7 \text{ m}$$

Hot side :

$$D_{h,h} = \sqrt{\frac{4 \cdot Ac}{\pi}}$$

$$= 1.5 \text{ m}$$

D_h = Diameter Hydrolis (m)
 P = Perimeter (keliling persegi panjang)
 A_c = Luasan *Cross Section*

- Menghitung *Reynold Number* :

Cold side :

$$Re_{cold} = \frac{\rho \cdot v_c \cdot D_h}{\mu_c}$$

$$Re_{cold} = \frac{0.79 \times 8.6 \times 3.7}{246.37 \times 10^{-7}}$$

$$Re_{cold} = 1020839.4 \text{ (turbulen)}$$

Hot side :

$$Re_{hot} = \frac{\rho \cdot v_h \cdot D_h}{\mu_h}$$

$$Re_{hot} = \frac{0.9274 \times 52.46 \times 1.5}{281 \times 10^{-7}}$$

$$Re_{hot} = 425029.27 \text{ (turbulen)}$$

Re = Angka Reynolds

v = Kecepatan

μ = Viskositas Dinamik

D_h = Diameter Hydrolis (m)

- Menghitung *Nusselt Number* :

Cold side :

$$Nu_{cold} = 0.023 Re^{4/5} \cdot Pr^{0.4}$$

$$Nu_{cold} = 1268.89$$

Hot side :

$$Nu_{hot} = 0.023 Re^{4/5} \cdot Pr^{0.4}$$

$$Nu_{hot} = 628.39$$

Nu = Angka Nusselt

Pr = Angka Prandtl

Re = Angka Reynolds

- Menghitung *Coefficient heat transfer* :

Cold side :

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot k_c}{Dh}$$

$$h_c = \frac{1268.89 \times 0.03656}{3.7}$$

$$h_c = 12.51 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Hot side :

$$h_h = \frac{Nu_h \cdot k_h}{Dh}$$

$$h_h = \frac{628.39 \times 0.0426}{1.5}$$

$$h_h = 17.84 \text{ W/m}^2\text{K}$$

h_c = Koefisien perpindahan kalor, *cold side* (W/m²K)

k_c = Konduktifitas termal, *cold side* (W/m.K)

h_h = Koefisien perpindahan kalor, *hot side* (W/m²K)

k_h = Konduktifitas termal, *hot side* (W/m.K)

Nu = Angka Nusselt

k = Konduktivitas termal, (W/mK)

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient*

Dengan asumsi tebal pelat, bahan: carbon steel (Plain Carbon Mn < 1%, Si < 0,1%) : 1 cm

$$U = \frac{1}{R_{tot}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_h}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{12,5} + \frac{0,01}{48} + \frac{1}{17,84}}$$

$$= 7.34 \text{ w/m}^2\text{k}$$

U = Overall heat transfer coefficient (W/m² K)

t = ketebalan

k = konduktivitas termal (W/m.K)

- Perhitungan ΔT_{LMTD}

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(Thi - Tco) - (Tho - Tci)}{\ln \left[\frac{(Thi - Tco)}{(Tho - Tci)} \right]}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(586,65 - 540,54) - (363,05 - 316,94)}{\ln \left[\frac{(586,65 - 540,54)}{(363,05 - 316,94)} \right]}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 67.42 \text{ K}$$

ΔT_{LMTD} = Beda temperatur rata-rata logaritma (K)

T_{hi} = Temperatur panas masuk (K)

T_{co} = Temperatur dingin keluar (K)

- Perhitungan luas area yang dibutuhkan :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$A = \frac{q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

$$A = \frac{18873.87}{7.34 \times 67.42}$$

$$A = 38.12 \text{ m}^2$$

q = Kaju perpindahan kalor (W)

U = *Overall heat transfer coefficient* (W/m² K)

A = Luas bidang (m²)

ΔT_{LMTD} = Beda temperatur rata-rata logaritma (K)

Jadi perhitungan panjang yang dibutuhkan :

$$A = \pi \times D_h \times L$$

$$L = 8 \text{ m}$$

A = Luasan bidang (m^2)

L = Panjang bidang (m)

D_h = Diameter hydrolis

IV.2 Menghitung Penurunan Tekanan Sisi *Hot & Cold*.

Dengan ditentukannya dimensi dari *air preheater* baru, selanjutnya menghitung penurunan tekanan dikedua sisi dengan perhitungan menggunakan rumus berikut:

$$\Delta P = \frac{v^2 \times L \times \rho}{2D}$$

(sisi panas)

$$\Delta P = \frac{(52.4)^2 \times 8 \times 0.9274}{2 \times 1.5}$$

$$\Delta P = 15126.18 \text{ Pa}$$

(sisi dingin)

$$\Delta P = \frac{(8.6)^2 \times 8 \times 0.82}{2 \times 4}$$

$$\Delta P = 920.06 \text{ Pa}$$

Dimana,

ΔP = Penurunan tekanan dalam pascal (Pa)

v = Kecepatan dalam meter per detik (m/s)

L = Panjang pipa atau selang dalam meter (m)

ρ = Densitas cairan (kg/m^3)

D = Diameter dalam pipa atau selang (m)

IV.3 Perhitungan *Insulation Pipe* pada *Air Preheater Concentric Counterflow*.

- Melakukan perhitungan koefisien perpindahan panas pada pipa ;

Diketahui :

Diameter luar insulasi	: 0.15 m
Diameter luar pipa	: 4 m
Material pipa	: <i>Carbon Steel</i>
Material Insulasi	: <i>Celluler Glass</i> (420 K)
Konduktivitas termal insulasi	: 0.079 W/mK
Koefisien perpindahan panas insulasi	: 9.876 W/m ² K
Temperatur fluida didalam pipa (T_{in})	: 439.5 K
Temperatur lingkungan	: 313 K

- Mencari suhu film ;

$$T_f = \frac{T_{air} + T_{\infty}}{2}$$

$$T_f = \frac{439.5 + 313}{2}$$

$$T_f = 376.25 \text{ K}$$

T_f = suhu film (K)

- Mencari beberapa propertis (β , k , ν , Pr) dengan suhu 376.25 °K

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{376.25}$$

$$\beta = 2.65 \times 10^{-7} \text{ K}^{-1}$$

$$k = 0.032 \text{ W/mK}$$

$$\nu = 0.0000238 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.69$$

$$\rho = 0.93 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1.011 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\mu_c = 0.0002197 \text{ Ns/m}^2$$

$$\beta = \text{Koefisien volume pemuaian (K}^{-1}\text{)}$$

$$k = \text{konduktivitas termal } \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$\nu = \text{viskositas kinematik (m}^2/\text{s)}$$

$$Pr = \text{angka Prandtl}$$

$$\mu = \text{Viskositas dinamik, } \left(\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\rho = \text{Densitas, } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$c_p = \text{Kalor spesifik pada tekanan konstan, (kJ/kg}^\circ\text{K)}$$

- Mencari angka Grashof

$$GrPr = \frac{g \beta \rho^2 \Delta T d^3 C_p}{\mu k}$$

$$GrPr = \frac{9.8 \times 0.00265 (439.5 - 313) (0.15)^3 (0.93^2) \times 1.011}{0.0000219 \times 0.032}$$

$$GrPr = 13830.9142$$

Pada daftar 7-1 buku “perpidahan kalor”, didapatkan ;

$$C = 0.53$$

$$m = 0.25$$

Sehingga,

$$Nu = C (GrPr^2)^n$$

$$Nu = 5.7476$$

$$h = \frac{k \cdot Nu}{d}$$

$$h = \frac{0.032 \times 5.747}{0.15}$$

$$h_{ling} = 1.22 \text{ W/m}^2\text{K}$$

- Mencari koefisien perpindahan panas menyeluruh di lingkungan

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_c}\right) + \left(\frac{t}{k}\right) + \left(\frac{t_{ins}}{k_{ins}}\right) + \left(\frac{1}{h_{ling}}\right)}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{12.5}\right) + \left(\frac{0.01}{48}\right) + \left(\frac{0.15}{0.079}\right) + \left(\frac{1}{0.815}\right)}$$

$$U = 0.35 \text{ w/m}^2\text{K}$$

- Mencari *heat loss* per meter :

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi}{4} d \cdot U (T_{in} - T_{out})$$

$$\frac{Q}{L} = 9.42 \times 0.15 \times 0.35 (439.5 - 313)$$

$$\frac{Q}{L} = 73.29 \frac{\text{J}}{\text{m}} \text{jam}$$

Jika mencari *heat loss* dalam waktu 24 jam :

$$\frac{Q}{L} 24jam = \frac{Q}{L} \times 24 jam$$

$$\frac{Q}{L} 24jam = 73.29 \times 24 jam$$

$$Q = 175.9 \frac{J}{m} hari$$

Sehingga temperatur menjadi,

$$Q = m c \Delta T$$

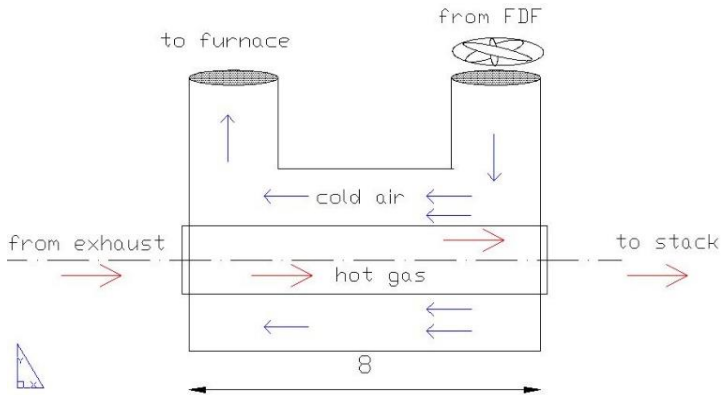
$$m = 6324480 \text{ kg/hari}$$

$$c = 1.019 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\Delta T = \frac{Q}{m \times c}$$

$$\Delta T = 0.011^\circ\text{K}$$

$$\text{Temperatur akhir} = 439.49^\circ\text{K}$$



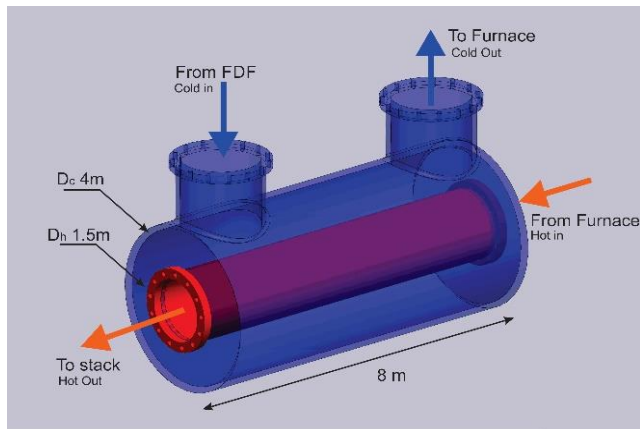
Gambar 4.5 *Concentric Counterflow HE*

Sehingga, temperatur akhir yang terjadi di *cold out side* sebesar 439.49°K .

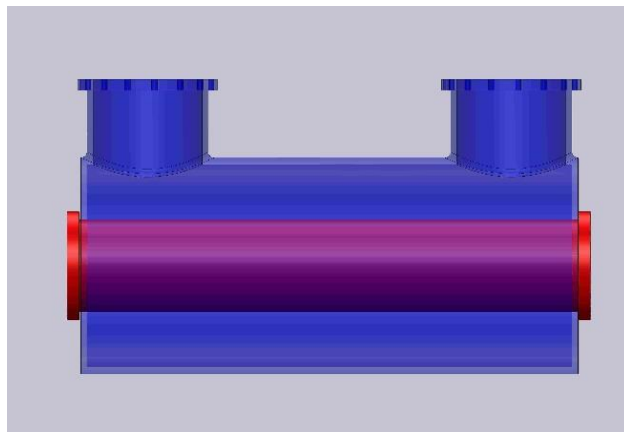
IV.4 Perencanaan Pemodelan Desain 3D menggunakan Solidwork.

Setelah menghitung dimensi *air preheater* baru. Maka dilakukan perencanaan model 3D dengan *software* Solidwork. Pemodelan dilakukan dengan mengetahui dimensi setiap bagian. Termasuk boiler, *air preheater*, *Force Draft Fan* (FDF), dan *stack*. Berikut merupakan hasil pemodelan 3D Solidwork.

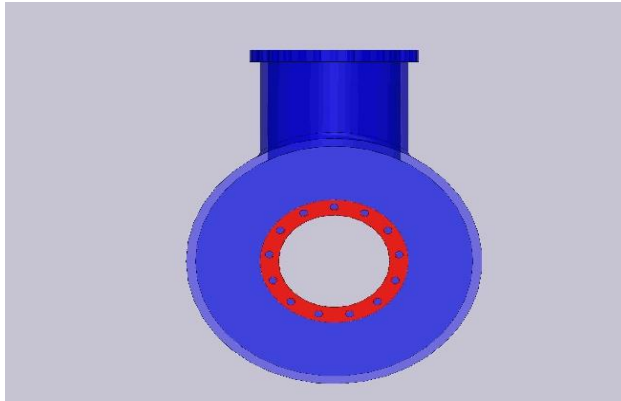
Untuk penjelasan mengenai desain yang telah dibuat pada *software* ini desain yang dibuat mengikuti desain dari *software* HTRI. Bentuk *double pipe concentric counterflow* dengan pipa *hot side* berukuran panjang 8 meter dengan diameter 1.5 meter. Untuk pipa *cold side* dengan panjang 8 meter, serta diameter 4 meter. Untuk pipa *hot side* terletak di dalam pipa *cold side*. Aliran dari *hot side* berasal dari *furnace* menuju ke *stack*. Untuk aliran dari *cold side* berasal dari FDF (*Force Draft Fan*) menuju ke *furnace*.



Gambar 4.6 Pemodelan 3D dengan Solidwork



Gambar 4.7 Pemodelan tampak samping.



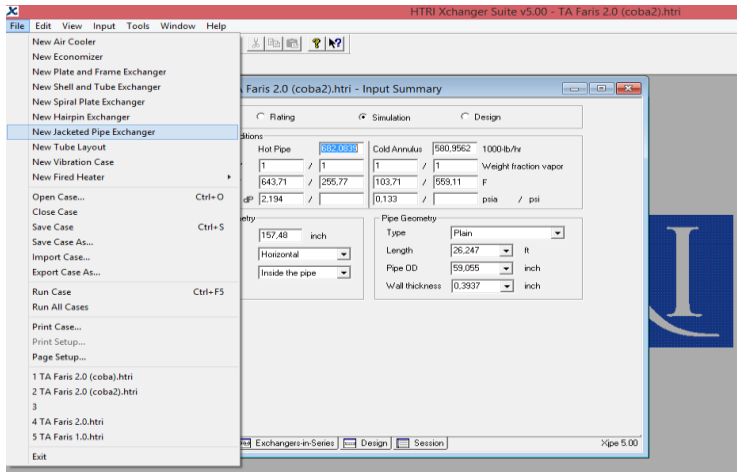
Gambar 4.8 Pemodelan tampak depan.

IV.5 Penggunaan Software HTRI Xchanger 5.0 sebagai perbandingan perhitungan manual.

Perencanaan *air preheater* yang baru, telah ditentukan dengan melakukan berbagai perhitungan manual berdasarkan berbagai buku perpindahan panas. Maka dengan menggunakan *software* HTRI Xchanger Suite 5.0 data input yang sama, penulis melakukan komparasi analisa dan perhitungan desain *heat exchanger* dan didapatkan hasil yang berberda.

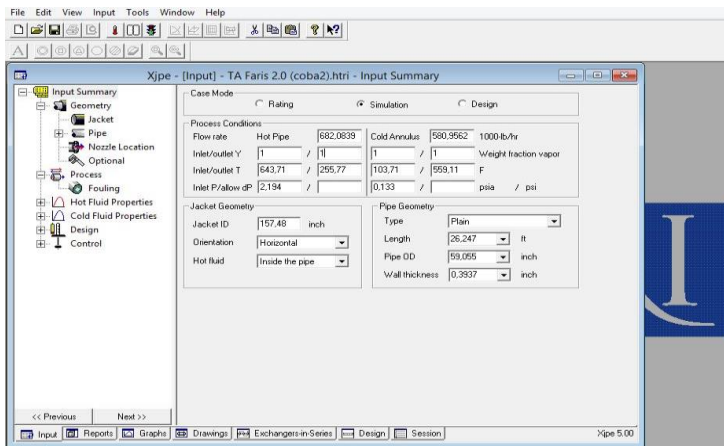
Dengan inputan data keseluruhan yang sesuai dengan perhitungan manual terhadap *software* HTRI *exchanger* 5.0. Untuk langkah-langkah *simulation* dari *software* HTRI Xchanger yaitu

1. Pilih *file*, lalu memilih tipe *heat exchanger*, yang pada kali ini model *heat exchanger Jacketed Pipe Exchanger*.

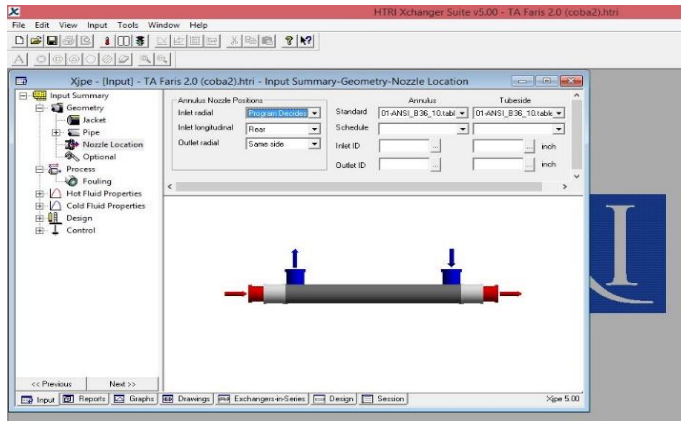


Gambar 4.9 Proses pemodelan *heat exchanger*

2. Masukkan inputan sesuai dengan perhitungan manual, yaitu *input summary*, *geometry*, *pipe*, *hot & cold properties* dan inputan lainnya sesuai yang dibutuhkan oleh *software*.

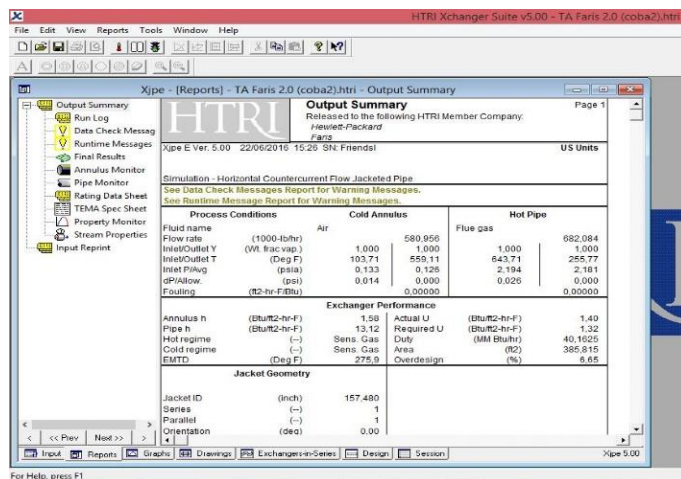


Gambar 4.10 *Input summary* HTRI 5.0

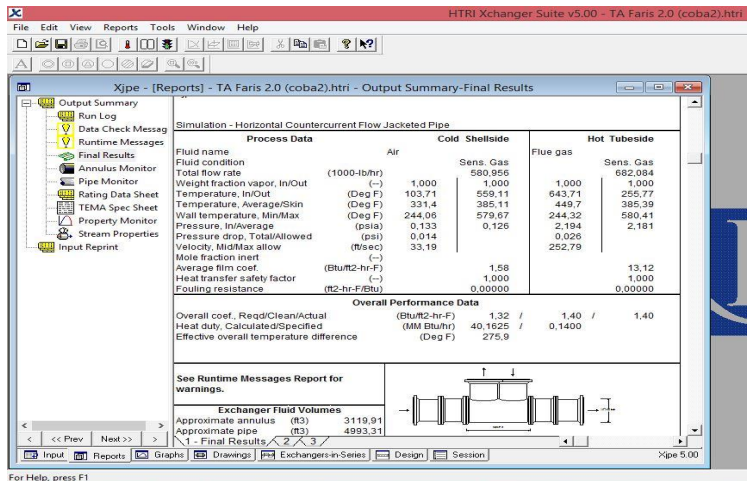


Gambar 4.11 Nozzle location HTRI 5.0

3. Setelah seluruh input data berjalan dan diproses menurut *software* HTRI, didapatkan *output summary* dan *final result* berikut :



Gambar 4.12 Output Summary HTRI 5.0



Gambar 4.13 Final result HTRI 5.0

Didapatkan perbandingan secara umum hasil komparasi perhitungan manual dengan *software* tersebut :

Tabel 4.5 Komparasi Perhitungan Manual dengan Software

No	Hasil	Perhitungan Manual	Software HTRI
1	Overall coef. (Btu/ft ² h F)	1.29	1.4
2	Area (ft ²)	410.32	385.815
3	Overdesign (%)	6.65	

IV.6 Analisa biaya perhitungan material, dan *maintenance* dari *air preheater*

Pemeliharaan tahunan penggantian *pinion gear & pin rack Air Heater* 3A adalah $0,2 \times \text{Rp. } 750.000.000 = \text{Rp. } 150.000.000$ per tahun. (Sumber: PLTU Unit 3)

Sehingga, total biaya pemeliharaan *existing* **Rp150.000.000/tahun**

Untuk *air preheater* tipe baru memiliki biaya *maintenance* sebesar Rp. 10.000.000 / tahun (Cleaning)

Sehingga per tahun, keuntungan *air preheater* tipe *concentric counterflow saving* sebesar Rp.140.000.000/ tahun.

Keuntungan	Kerugian
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Air Heater</i> tipe <i>concentric counterflow Zero energy</i> dan mengurangi biaya pemeliharaan dari <i>air preheater</i> sebelumnya. • Sisi <i>fresh air</i> dapat menjadi sebagai isolasi juga • Memiliki <i>saving cost</i> yang lebih banyak. • <i>Maintenance cost</i> yang murah dibandingkan dengan tipe <i>existing (rotating regenerative)</i> 	<ul style="list-style-type: none"> • Konstruksi tipe <i>concentric counterflow</i> ini lebih besar dan berat. • Perencanaan Konstruksi yang mahal. • Fabrikasi yang sulit.

Untuk detail dari perhitungan dari biaya material, *maintenance*, sampai perbandingan *saving cost* untuk kedua tipe *air preheater* dapat dilihat pada tabel.

Selanjutnya, perencanaan *saving cost* terhadap desain *air preheater* yang baru tipe *concentric counterflow*. Dengan membandingkan *loss energy* yang dihasilkan antara tipe *existing* dan tipe *concentric counterflow*.

Tabel 4.6 Perencanaan *Cost Analysis*

CAPEX					
No	Keperluan	Jumlah	Satuan	Harga Satuan	Total
1	Pelat Baja	11832,83	kg	Rp 20.000,00	Rp 236.656.600,00
2	Flange d=1.5	4	buah	Rp 8.000.000,00	Rp 32.000.000,00
3	Flange d= 2	4	buah	Rp 13.000.000,00	Rp 52.000.000,00
4	Biaya Pengelasan	66,82	kg	Rp 322.000,00	Rp 21.516.040,00
5	Biaya Fabrikasi (Rolling + Machining+ Finishing , Installation,dll)	1	lot	Rp 900.000.000,00	Rp 900.000.000,00
6	Cellular Glass Insulation	150	m ²	Rp 400.000,00	Rp 60.000.000,00
7					
BIAYA 1 UNIT					Rp 1.302.172.640,00
JUMLAH TOTAL					Rp 1.302.172.640,00

Diketahui :

Harga listrik rata-rata tahun 2016

= Rp1.410 kWh

Maintenance time existing

= 94 jam

Maintenance cost existing

= Rp150.000.000

Maintenance time concentric

= 45 jam

Maintenance cost concentric

= Rp10.000.000

Loss energy saat maintenance

= 80 MW

Loss Production

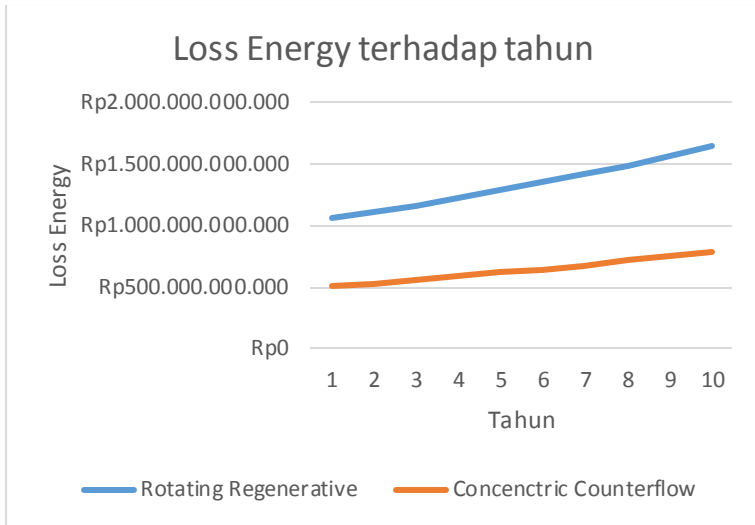
= 7520 MWh

Tabel 4.7 *Maintenance & loss energy rotating regenerative*

Tahun	Rotating Regenerative	
	Maintenance cost	Loss Energy = 7520 MWh
1	Rp150.000.000	Rp1.060.320.000.000
2	Rp157.500.000	Rp1.113.336.000.000
3	Rp165.375.000	Rp1.169.002.800.000
4	Rp173.643.750	Rp1.227.452.940.000
5	Rp182.325.938	Rp1.288.825.587.000
6	Rp191.442.234	Rp1.353.266.866.350
7	Rp201.014.346	Rp1.420.930.209.668
8	Rp211.065.063	Rp1.491.976.720.151
9	Rp221.618.317	Rp1.566.575.556.158
10	Rp232.699.232	Rp1.644.904.333.966

Tabel 4.8 *Maintenance, loss energy, saving cost cconccetric counterflow*

Tahun	Conccentric Counterflow		
	Maintenance cost	Loss Energy = 3600MWh	Saving Cost
1	Rp10.000.000	Rp507.600.000.000	Rp140.000.000
2	Rp10.500.000	Rp532.980.000.000	Rp147.000.000
3	Rp11.025.000	Rp559.629.000.000	Rp154.350.000
4	Rp11.576.250	Rp587.610.450.000	Rp162.067.500
5	Rp12.155.063	Rp616.990.972.500	Rp170.170.875
6	Rp12.762.816	Rp647.840.521.125	Rp178.679.419
7	Rp13.400.956	Rp680.232.547.181	Rp187.613.390
8	Rp14.071.004	Rp714.244.174.540	Rp196.994.059
9	Rp14.774.554	Rp749.956.383.267	Rp206.843.762
10	Rp15.513.282	Rp787.454.202.431	Rp217.185.950

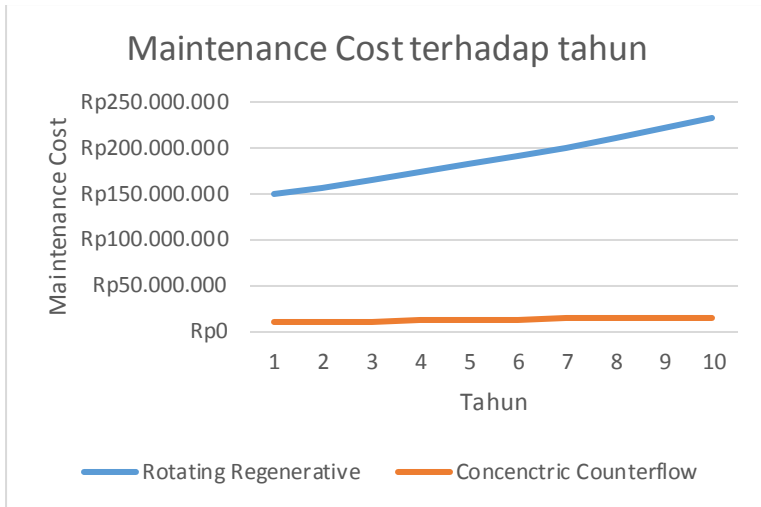


Grafik 4.1 *Loss energy* kedua tipe terhadap tahun

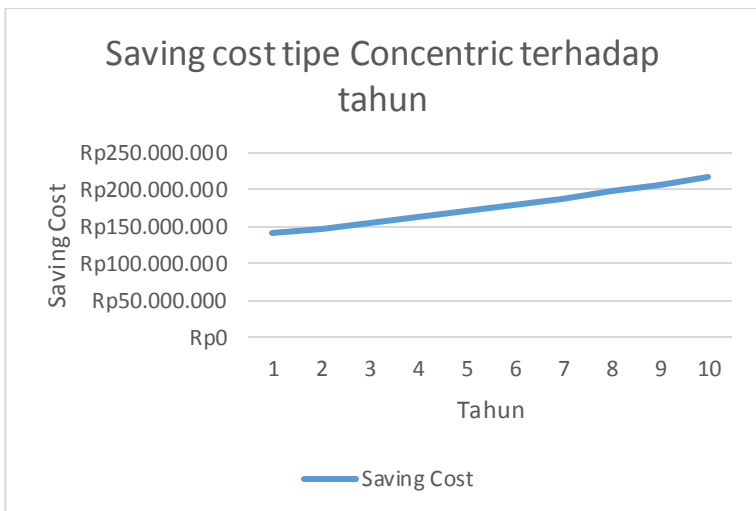
Pada grafik 4.1 dapat disimpulkan bahwa dalam perencanaan 10 tahun kedepan, tipe *concentric counterflow* memiliki *loss energy* dengan *trendline* yang meningkat perlahan, berbeda dengan tipe *existing* yang memiliki kenaikan perbandingan *loss energy* lebih banyak disetiap tahunnya.

Pada grafik 4.2 disimpulkan bahwa dalam perencanaan sistem selama 10 tahun, *maintenance cost* pada kedua tipe mengalami peningkatan setiap tahunnya, tapi untuk perbandingan biaya pemeliharaan pada tipe *rotating regenerative* memiliki biaya yang lebih tinggi, dibandingkan dengan biaya *maintenance* dari tipe baru *concentric counterflow*.

Pada grafik 4.3 disimpulkan bahwa dalam perencanaan 10 tahun kedepan, tipe *concentric counterflow* memiliki *saving cost* yang semakin banyak karena untuk *maintenance* dari tipe ini lebih rendah nilainya dibandingkan dengan tipe *existing* sebelumnya.



Grafik 4.2 *Maintenance cost* tipe concentric counterflow terhadap tahun



Grafik 4.3 *Saving cost* tipe concentric counterflow pertahun

LAMPIRAN A

				LOG SHEET BTB PLTU 3-4																	
				UNIT : 3																	
				TANGGAL : 12 FEB 2007																	
				FM.-GUCR-02																	
				2/3																	
				WAKTU PENCATATAN PARAMETER																	
				Sa- tuan PV 3 PV 4																	
PARAMETER				00.00	02.00	04.00	06.00	08.00	10.00	12.00	14.00	16.00	18.00	20.00	22.00	24.00					
LOAD		MW	200	200	160	160	160	160	190	190	190	190	190	190	190	190	190				
	MAIN	PRESSURE	Kg/Cm ²	169	169	167	168	168	164	164	164	164	164	164	164	164	164				
STEAM		TEMPERATURE	°C	540	540	521	523	528	529	522	532	533	533	533	533	533	533				
	DRUM	PRESSURE	Kg/Cm ²	183	180	181	181	181	181	181	181	181	181	181	181	181	181				
		LEVEL	mm	1	1	5	2	3	5	7	7	7	7	7	7	7	7				
		TAH	635	600	621	612	621	611	612	612	612	612	612	612	612	612	612				
FEED		SH SPRAY FLOW	T/H	17	30.75	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
	WATER	ECO INLET TEMP	°C	281	278.2	25.4	25.9	26.9	26.9	27.6	27.7	27.2	27.2	27.2	27.2	27.2	27.2				
		ECO INLET PRESS	Kg/Cm ²	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185				
		RESIDUAL OIL FLOW	T/H	46	46.5	37	37	37	37	44	44	44	44	44	44	44	44				
	F OIL	BURNER INLET PRESS	Kg/Cm ²	18	18	14	14	14	14	12	12	12	12	12	12	12	12				
		BURNER INLET TEMP	°C	84	84	87	87	88	89	89	94	94	94	94	94	94	94				
		BOILER INLET TEMP	°C	25.5	26	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30				
		BURNER LIGHT ON	PAIR	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10				
		ATM STEAM PRESS	Kg/Cm ²	10.2	10.6	10.7	10.7	10.7	10.8	10.8	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7				
		WARM-UP HSD FLOW	T/H	0	0																
FUEL		GAS FLOW	KNm ³ /H																		
	GAS	BURNER HOR PRESS	Kg/Cm ²																		
		BURNER LIGHT OFF	PAIR	10	10																
AIR FLOW		%	86	84	51	50	55	55	72	72	72	72	72	72	72	72	72				
		PDF OUTLET AIR A	mmAg	725	760	578	582	592	589	610	612	612	612	612	612	612	612				
		PDF OUTLET AIR B	mmAg	721	760	606	607	609	610	612	612	612	612	612	612	612	612				
	AIR AND DRAFT	AH OUTLET AIR A	mmAg	614	634	512	512	518	516	526	526	526	526	526	526	526	526				
		AH OUTLET AIR B	mmAg	608	634	515	516	521	515	526	526	526	526	526	526	526	526				
		WIND BOX AIR	mmAg	572.3	603.3	484	484	484	484	600	600	600	600	600	600	600	600				
		FURNACE DARET	mmAg	590	610	550	550	550	550	550	550	550	550	550	550	550	550				
		ECO OUTLET GAS	mmAg	225	250	167	167	171	164	241	241	241	241	241	241	241	241				
	EXC	AH DIFF GAS A	mmAg	93	90.5	69	69	71	78	70	75	75	75	75	75	75	75				
		AH DIFF GAS B	mmAg	96	90.5	66	66	69	65	79	83	83	83	83	83	83	83				
	O2 A	%	0.8	0.7	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97	9.97				
	O2 B	%	0.7	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
AIR		AH INLET AIR A	°C	94	90	90	90	92	89	84	88	88	88	88	88	88	88				
	AND	AH OUTLET AIR A	°C	246	243	243	243	243	243	243	243	243	243	243	243	243	243	243			
GAS		AH INLET AIR B	°C	90	87	88	88	92	88	84	88	88	88	88	88	88	88	88			
	TEMP	AH INLET AIR B	°C	297	297	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288			
		AH INLET GAS A	°C	325	326	324	325	326	326	326	326	326	326	326	326	326	326				
		AH OUTLET GAS A	°C	154	150	151	151	152	150	150	150	150	150	150	150	150	150				
		AH INLET GAS B	°C	330	330	329	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330				
		AH OUTLET GAS B	°C	159	154	156	155	156	156	156	156	156	156	156	156	156	156				
PEMAKAIAN BAHAN BAKAR																					
JAM	GAS	RESIDU	HSD	SHIFT	JAM DINAS				OPERATOR				E. PRODUKSI								
24.00	3344	667	43260	355748	D1	07.30 - 15.30				Pandi				Yahya							
00.00	334410	666	415210	355748	D2	15.30 - 22.30				Yahya				Yahya							
TOT.	0	1	077400	0	D3	22.30 - 07.30				Wahyuni				H. Rani							

Tim Air Heater PLTU Gresik

LAMPIRAN B

LAMPIRAN C

HTRI Xchanger Suite v5.00 - TA Faris 2.0 (coba2).htri

File Edit View Reports Tools Window Help

Output Summary
Run Log
Data Check Message
Runtime Messages
Final Results
Annulus Monitor
Pipe Monitor
Rating Data Sheet
TEMA Spec Sheet
Property Monitor
Stream Properties
Input Reprint

Xype - [Reports] - TA Faris 2.0 (coba2).htri - Output Summary-Final Results

Simulation - Horizontal Countercurrent Flow Jacketed Pipe

Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name	Air			Flue gas	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Gas	
Total flow rate	(1000-lb/hr)	580,956		682,084	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1,000		1,000	
Temperature, In/Out	(Deg F)	103,71	559,11	643,71	255,77
Temperature, Average/Skin	(Deg F)	331,4	385,11	449,7	385,39
Wall temperature, Min/Max	(Deg F)	244,06	579,67	244,32	580,41
Pressure, In/Average	(psia)	0,133	0,126	2,194	2,181
Pressure drop, Total/Allowed	(psi)	0,014		0,026	
Velocity, Mid/Max allow	(ft/sec)	33,19		252,79	
Mole fraction inert	(--)				
Average film coef.	(Btu/ft ² -hr-F)		1,58		13,12
Heat transfer safety factor	(--)		1,000		1,000
Fouling resistance	(ft ² -hr-F/Btu)		0,00000		0,00000

Overall Performance Data

Overall coef., Req'd/Clean/Actual	(Btu/ft ² -hr-F)	1,32 /	1,40 /	1,40
Heat duty, Calculated/Specified	(MM Btu/hr)	40,1625 /	0,1400	
Effective overall temperature difference	(Deg F)	275,9		

See Runtime Messages Report for warnings.

Exchanger Fluid Volumes

Approximate annulus	(ft ³)	3119,91
Approximate pipe	(ft ³)	4993,31

1 - Final Results / 2 / 3

Input Reports Graphs Drawings Exchangers-in-Series Design Session Xype 5.00

For Help, press F1

LAMPIRAN D

HTRI Xchanger Suite v5.00 - TA Faris 2.0 (coba2).htri

File Edit View Reports Tools Window Help

Output Summary Run Log Data Check Message Runtime Messages Final Results Annulus Monitor Pipe Monitor Rating Data Sheet TEMA Spec Sheet Property Monitor Stream Properties Input Reprint

Output Summary Page 1
Released to the following HTRI Member Company:
Hewlett-Packard
Faris

Xtpe E Ver. 5.00 22/06/2016 15:26 SN: Friends! US Units

Simulation - Horizontal Countercurrent Flow Jacketed Pipe
See Data Check Messages Report for Warning Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Cold Annulus		Hot Pipe	
Fluid name	Air			Flue gas	
Flow rate (1000-lb/hr)		580,956		682,084	
Inlet/Outlet Y (Wt. frac.vap.)	1,000	1,000		1,000	1,000
Inlet/Outlet T (Deg F)	103,71	559,11		643,71	255,77
Inlet P/Avg (psia)	0,133	0,126		2,194	2,181
dP/Allow. (psi)	0,014	0,000		0,026	0,000
Fouling (ft2-hr-F/Btu)		0,00000			0,00000

Exchanger Performance					
Annulus h (Btu/ft2-hr-F)	1,58	Actual U (Btu/ft2-hr-F)	1,40		
Pipe h (Btu/ft2-hr-F)	13,12	Required U (Btu/ft2-hr-F)	1,32		
Hot regime (-)	Sens. Gas	Duty (MM Btu/hr)	40,1625		
Cold regime (-)	Sens. Gas	Area (ft2)	385,815		
EMTD (Deg F)	275,9	Overdesign (%)	6,65		

Jacket Geometry	
Jacket ID (inch)	157,480
Series (-)	1
Parallel (-)	1
Orientation (deg)	0,00

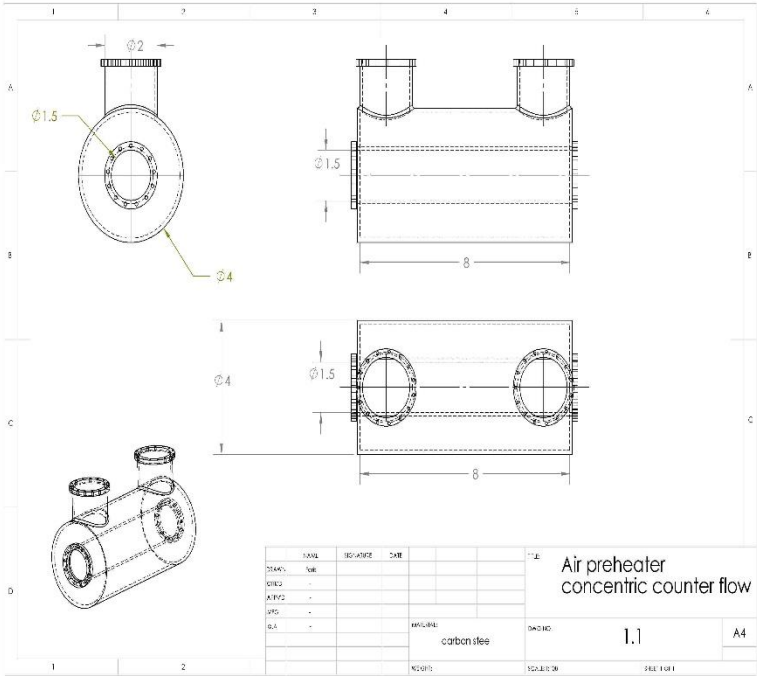
< << Prev Next >> >

Input Reports Graphs Drawings Exchangers-in-Series Design Session

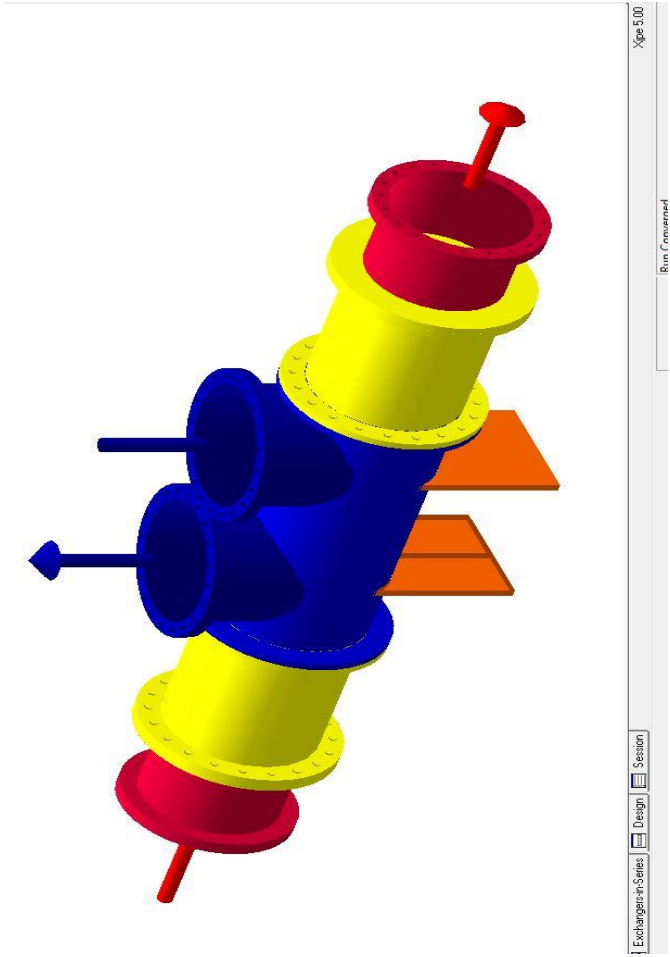
Xtpe 5.00

For Help, press F1

LAMPIRAN E



LAMPIRAN F



LAMPIRAN G



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa data yang bertujuan untuk mengkaji perhitungan desain baru dari *air preheater* unit 3 PJB-Gresik untuk suplai udara dan proses pembakaran boiler didapatkan beberapa poin kesimpulan utama antara lain :

1. Dari perhitungan untuk merencanakan dimensi *air preheater* baru didapatkan :

Tipe	: <i>Concentric counterflow</i>
Spesifikasi bahan	: <i>Carbon steel</i>
Bahan Insulasi	: <i>Celullar glass</i>
Panjang <i>jacket&pipe</i>	: 8 meter
Diameter <i>jacket</i>	: 4 meter
Diameter <i>pipe</i>	: 1.5 meter
Luas perpindahan panas	: 38.12 m ²

Air preheater baru ini mampu menyuplai udara sebesar 92.67 m³/s dengan suhu input sebesar 40°C

2. Didapatkan hasil komparasi perhitungan manual terhadap *software Heat Exchanger Research Inc. (HTRI) 5.0* dengan *input* yang sesuai, pada desain HE tipe *concentric counterflow*, *area* perpindahan panas pada perhitungan manual 410.32 ft², sedangkan pada *software* 385.815 ft². Dan untuk *overdesign* terhadap perhitungan manual sebesar 6.65%.

V.2 Saran

1. Diperlukan adanya analisa ekonomi untuk mengetahui jumlah biaya yang diperlukan dalam menggunakan desain *air preheater* unit 3 di PJB-Gresik.

2. Diperlukan studi lebih lanjut dan kunjungan lapangan untuk perancangan sistem terhadap desain baru dari *air preheater* yang sesuai dengan sistem pada boiler dan pembangkitan di PJB-Gresik.

DAFTAR PUSTAKA

- Holman, J. P. (1997). *Perpindahan Kalor*. Jakarta: Penerbit Erlangga.
- Williams, J. B , Walter, T. & Dong-Hoon, H. (2002). *Double Pipe Heat Exchanger*. University Of Utah, Department Of Chemical Engineering.
- Shah, R. K. & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals Of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons.
- Incropera, F. P. ,Dewitt, D. P., Bergman, T. L. & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
- Evioplus. (2015, November). *Heat Exchanger : Design, Operation, Maintenace, And Troubleshooting*. Diambil kembali dari http://Evioplus.com/Heat-ExchangerDesignoperationmaintenance-And_Troubleshooting/>
- Hakim, M. L. (2014). Uji Performansi Gas Air Heater di PLTU Cirebon 1x660MW. *Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pasundan Bandung*.
- I, B., & R, S. (2013). Studi Perhtiungan Alat Penukan Kalor Tipe Shell And Tube Dengan Program Heat Transfer Research Inc. (HTRI). *Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sriwijaya*.

- Ma'a, M. (2013). Karakteristik Perpindahan Panas pada Double Pipe Heat Exchanger, perbandingan parallel dan counterflow. *Jurnal Teknik Elektro dan Komputer Program Studi Teknik Mekatronika, Politeknik Caltex Riau*.
- Mallikarjuna, V., Jashuva, N., & Reddy, B. R. (2014). Improving Efficiency By Using Air Preheater. *International Journal of Advanced Research in Engineering and Applied Sciences*.
- Muhammad, A. (2007). Analisis Perpindahan Kalor Pada Heat Exchanger Pipa Ganda Dengan Sirip Berbentuk Delta Wing. *Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Semarang*.
- Prasetyaningtiyas, & Ika, F. (2012). Re-Design Heater Heat Exchanger PT. Petrokimia Gresik Dengan Menggunakan Analisa Termodinamika Dan Perpindahan Panas. *Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya*.
- Putranto, B. (1989). Perencanaan Concentric Tube Heat Exchanger Dalam Pemakaian Khusus di Laboratorium. *Undergraduate Thesis of Mechanical Engineering*.
- Royani, K. A. (2015). Perencanaan Sistem Pemanfaatan Panas Buang Untuk Pemanas Air Pada Sistem Domestik MT.Vanda. *Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya*.
- Shafiq, M. (2010). Design Small Heat Exchanger (Double Pipe Type). *Universiti Malaysia Pahang, Faculty of Mechanical Engineering*.

Sriyono, D., Nukiandi, H., & Mahindra, I. (2007). Menuju Redesign Air Heater. *Perpustakaan Up Gresik PT. PJB-Gresik*.

Moray, Z.K., Gvozdenac, D.D.. *Toolbox 10 Industrial Insulation*,
<URL:
<http://www.wiley.com/legacy/wileychi/morvayindustrial/supp/toolbox10.pdf>>.

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Blitar, Jawa Timur, pada tanggal 2 Maret 1994. Merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Alumni SD I Al-Munawwarah, SMP N 1 Pamekasan, dan SMA N 1 Pamekasan. Penulis melanjutkan studi Strata 1 di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, terdaftar dengan NRP 4212 100 061 dan mengambil konsentrasi bidang keahlian *Marine Machinery and System* (MMS). Selama perkuliahan penulis juga aktif dalam organisasi Badan Eksekutif Mahasiswa (BEM) sebagai staff bidang sosial masyarakat dan aktif sebagai member di Laboratorium *Marine Machinery and System*. Selain itu penulis juga pernah melakukan kerja praktek di PT. Biro Klasifikasi Indonesia (PERSERO) Cabang Utama Surabaya dan PT. Adiluhung Sarana Segara Indonesia.

Faris Rahmadian Armadhani

farisrahmadian30@gmail.com